



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH RIEŠENIA ROTAČNÉHO MODULU PRE KOLENNÝ  
SIMULÁTOR**

DESIGN OF A ROTATION MODULE FOR A KNEE SIMULATOR

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Aliaksandr Pauliuchenka**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Matúš Ranuša, Ph.D.**

**BRNO 2021**



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Aliaksandr Pauliuchenka**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Matúš Ranuša, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh riešenia rotačného modulu pre kolenný simulátor

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kolenný simulátor vytvorený na ústave konštruovania, je v súčasnosti schopný testovať kolenné náhrady z pohľadu tribologických vlastností. Aby sme sa priblížili pohybu v reálnej náhrade pre bežnú chôdzu je potreba zabezpečiť pohyb v troch rovinách. Dva pohyby je možné aktuálne naprogramovať, rotačný pohyb je potreba u simulátoru konštrukčne doriešiť.

Typ práce: vývojová – konštrukčná

### Ciele bakalářské práce:

Hlavným cieľom práce je navrhnuť úpravu kolenného simulátoru, aby sme získali možnosť rotácie predpísanej normou.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- Stanoviť okrajové podmienky konštrukcie pre rotačný pohyb náhrady,
- vytvoriť koncepčné návrhy,
- rozpracovať finálnu variantu,
- tvorba 3D dát a výkresovej dokumentácie.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení, digitální data.

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske--studium--ukonceni/>.

**Seznam doporučené literatury:**

NEČAS, D., K. SADECKÁ, M. VRBKA, A. GALANDÁKOVÁ, M.A. WIMMER, J. GALLO a M. HARTL. The effect of albumin and  $\gamma$ -globulin on synovial fluid lubrication: Implication for knee joint replacements. Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials [online]. 2021, 113

POLNICKÝ, Vojtěch. Konstrukce simulátoru kolenního kloubu [online]. Brno, 2017. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/66638>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav konstruování. Vedoucí práce Martin Vrbka.

SCHWENKE, T. a M.A. WIMMER. Cross-shear in metal-on-polyethylene articulation of orthopaedic implants and its relationship to wear. Wear [online]. 2013, 301(1-2), 168-174

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na návrh a konstrukční řešení rotačního modulu simulátoru kolenního kloubu. Účelem rotačního modulu je přiblížit simulaci ke skutečným pohybům při cyklu chůze. Modul bude využíván k řízené tibiální rotaci vložky. Po stanovení okrajových podmínek byly vytvořeny koncepční návrhy možných řešení a následně vypracována zvolená varianta. Výsledná konstrukce umožňuje realizovat podmínky odpovídající normě ISO 14 243-3. Součástí práce je kompletní výkresová dokumentace a digitální data.

## KLÍČOVÁ SLOVA

simulátor kolenního kloubu, tibiální rotace, kolo na ploše

## ABSTRACT

The bachelor thesis is focused on the design and construction of a rotational knee joint simulator module. The purpose of the rotational module is to approximate the simulations to the actual movements during the gait cycle. The module will be used for programmed tibial rotation of the spacer. After the boundary conditions were determined conceptual designs of possible solutions were developed and then the selected option was developed. The resulting design allows the implementation of conditions compliant with ISO 14 243-3. The work includes complete drawings and digital data.

## KEYWORDS

knee joint simulator, tibial rotation, wheel on flat



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAULIUCHENKA, Aliaksandr. *Návrh riešenia rotačného modulu pre kolenný simulátor*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/135696>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Matúš Ranuša.





## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem lidem, které jsem měl štěstí během studia na vysoké škole potkat a kteří mi pomohli získat řadu zkušeností v oblasti strojírenství. Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Matúšovi Ranuše, Ph.D. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k bakalářské práci. V neposlední řadě bych chtěl zmínit svou rodinu a kamarády, kteří mě vždy psychologický podporovali a motivovali dosáhnout lepších výsledků.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Matúše Ranuše, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



## OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>10</b>
2.1	Anatomický popis kolenního kloubu	10
2.2	Kolenní náhrada	11
2.3	Materiály kolenních náhrad	12
2.3.1	Polymery	12
2.3.2	Kovové slitiny	12
2.3.3	Povlaky	13
2.4	Biomechanika	13
2.4.1	Rozbor pohybů při chůzi	13
2.4.2	Kinematika kolenního kloubu	14
2.4.3	Mechanika kolenního kloubu	15
2.5	Analýza maziva kolenních náhrad	16
2.6	Simulátory kolenního kloubu	16
2.7	Studie příčného smyku	23
2.8	Pohonné jednotky	25
2.9	Senzory	26
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>27</b>
3.1	Cíl práce	28
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>29</b>
4.1	Stanovení okrajových podmínek	29
4.2	Návrh Alfa	30
4.3	Návrh Beta	31
4.4	Návrh Gama	32
4.5	Vyhodnocení koncepčních návrhů	33
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>34</b>
5.1	Modul IE	34
5.2	Kontrolní výpočty	35
5.2.1	Výpočet ozubení	36

---

5.2.2	Volba pohonné jednotky	39
5.2.3	Výběr materiálu a pevnostní výpočet ozubení	40
5.2.4	Kontrola konzoly pohonné jednotky	47
5.2.5	Kontrola drážku ozubení lůžka	48
5.2.6	Výpočet svěrného spoje	50
5.3	Kontrola pohonné jednotky pohybu A/P	50
5.4	Senzor úhlu natočení	51
5.5	Výroba a montáž	52
5.6	Elektroinstalace	52
5.7	Cenová rozvaha	54
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>55</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>56</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>57</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>60</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>61</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>62</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>63</b>

# 1 ÚVOD

Práce je zaměřena na návrh a konstrukční řešení rotačního modulu vložky simulátoru kolenního kloubu vytvořeného na ústavu konstruování. Simulátor je určen ke studii tvorby mazacího filmu mezi stykovými tělesy za použití bezdotykových optických metod a k dlouhodobému testování opotřebení. V předchozím stavu simulátoru byla rotace vyvolána tvarem vložky a stehenního dílu kolenní náhrady. V současné době probíhá modifikace simulátoru na simulaci „kolo na ploše“. Zjednodušené tvary stykových těles znemožní neřízenou rotaci vložky, což neodpovídá podmínkám pro testování uvedeným v normě. V závislosti na úhlu natočení vložky se mění třecí koeficient [22], proto výsledky testování při konstantním úhlu natočení vložky budou odlišné od výsledků s realizovanou rotací. Řešením problému je realizace natočení dalším řízeným modulem.

Vyřešením problému absence řízené rotace selepší výsledná varianta simulátoru, umožní se dokonalejší testování, které se přiblíží ke skutečným podmínkám. V současné době požadavky na kvalitu kolenních náhrad se zvětšují, protože obecná životnost kolenních náhrad je kolem 20 let, z toho důvodu je nezbytné provedení reoperace pro mladé pacienty. Simulátor přizpůsobí k pochopení tření, mazání a opotřebení stykových těles pro další vývoj kolenních náhrad.

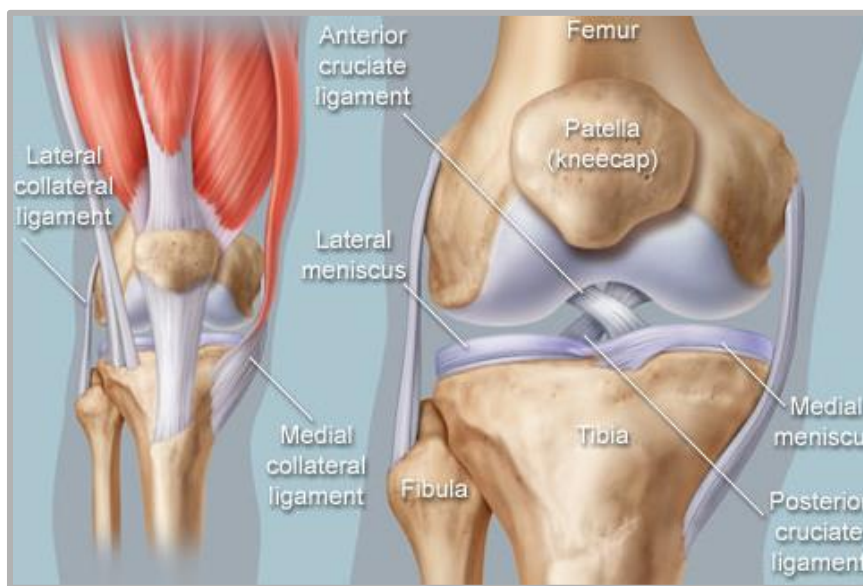
Práce se zabývá stanovením okrajových podmínek dle normy, rozpracováním koncepční varianty s přenosem točivého momentu pohonné jednotky ozubeným převodem, popisem řízení a synchronizací pohonné jednotky s ostatními moduly pomocí elektronického systému.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Anatomický popis kolenního kloubu

Kolenní kloub je největší a jeden z nejsložitějších kloubů v lidském těle. Je velmi citlivý na zranění kvůli obrovskému množství namáhání, které zažívá. Koleno je modifikovaný kloub, který musí zajistit dominantní pohyb flexe/extenze, ale zároveň musí zajistit úplnou stabilitu a kontrolu v širokém rozsahu zatížení [2].

Kosti, které se spojují v kolenní kloub (Obr. 2.1), jsou: kost kyčle (stehna), která je největší kostí v lidském těle, kost holeně (bércová kost), menší kost fibula (lýtková kost), která se nachází podél bércové kosti, a patella (všeobecně známá jako česka). Tyto kosti jsou navzájem spojeny svaly, šlachami, vazy, menisky, kloubním pouzdem, bursami a tukem. Kolenní kloub je tvořen dolním koncem stehenní kosti a horním koncem holenní kosti. Osy těchto kostí svírají tupý úhel. Dolní konec stehenní kosti se skládá ze vnitřního a vnějšího kondylů, které jsou styčnými plochami pro česku. Kondyly ve své nosné části v sagitální rovině mají souměrně konvexní tvar. Střední část tibie má dvě kloubní plochy, které jsou v sagitální rovině odděleny hrbolky. V předozadním směru má mediální kloubní plocha oválný tvar a laterální plocha má kruhovitý tvar [1]. Patella je sezamskou kostí (přídavná kost, která je součástí šlachy v ohybovém místě vystaveném největší námaze). Vnitřní strana patelly je rozdělena na dolní a horní část. Dolní část patelly není kulovitá. Horní část tvoří kloubní povrch, který je pokryt chrupem [1][3]. Kostní architektura stehenní kosti, holeně a česky přispívá ke stabilitě kolenního kloubu, statickým a dynamickým omezením vazů, pouzdrového kloubu a kloubní svaloviny [2].



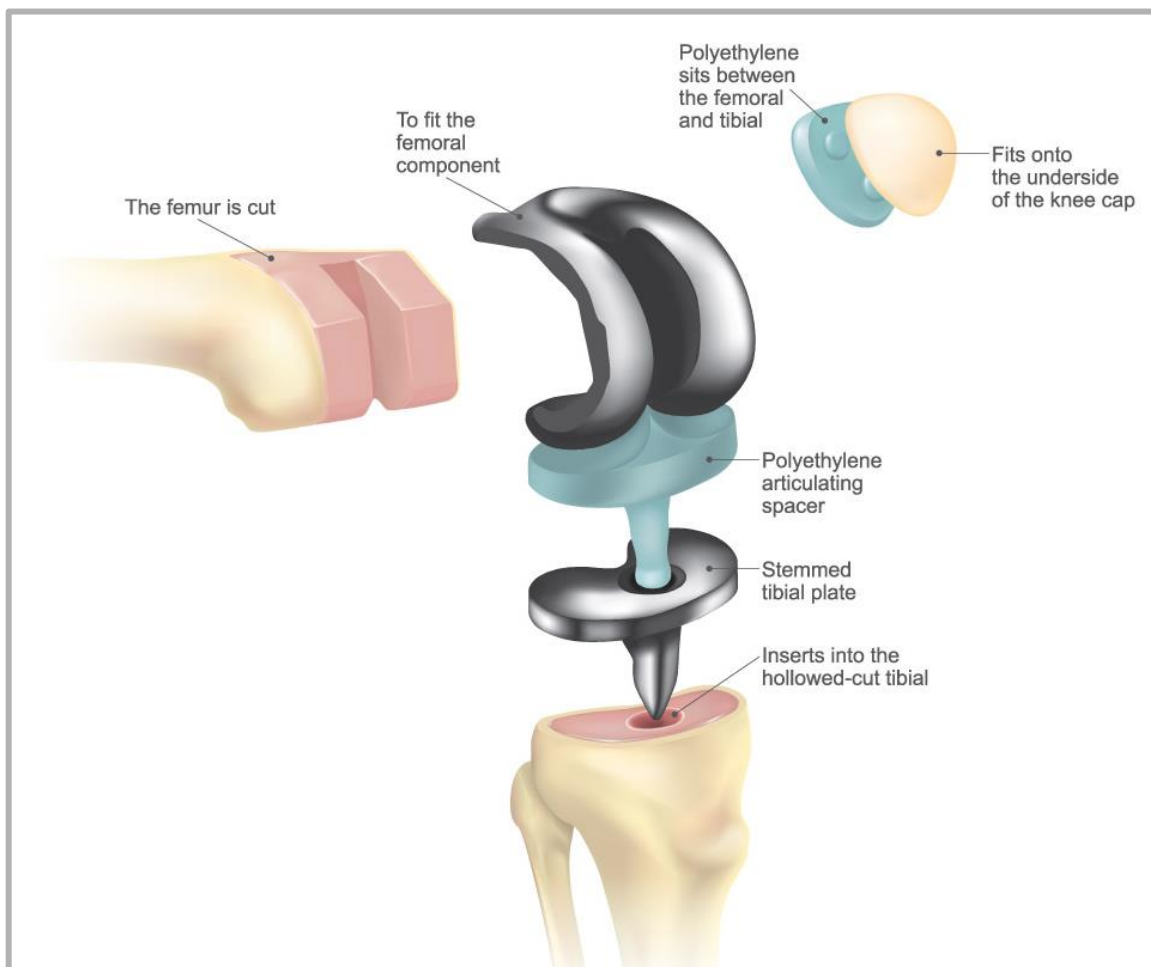
Obr. 2.3.1 Anatomický popis kolenního kloubu [7]

## 2.2 Kolenní náhrada

Náhrada kolenního kloubu je chirurgický zákrok, při kterém se nahrazují biologické komponenty, aby se obnovila funkce kolenního kloubu a snížila se bolestivost při artróze.

V současné době existuje na světě více než 140 typů kolenních náhrad. [5]

Při totální výměně kolenního kloubu lze nahradit až tři povrchy kostní tkáně.



Obr. 2.3.12 Díly totální kolenní náhrady [27]

**Spodní povrch stehenní kosti (femur).** Stehenní díl kolenní náhrady se ohýbá kolem konce stehenní kosti. Na svém povrchu má žlaby, které umožňují plynulý pohyb česky nahoru a dolů vůči kosti v souvislosti s flexí a extenzí kolenního kloubu.

**Horní povrch holenní kosti (tibia).** Holenní díl kolenní náhrady představuje zpravidla plochou kovovou platformu s vložkou z pevného plastu zvaného polyetylen. Některé konstrukce nemají kovovou část a plastová vložka se navazuje přímo na kost. Pro větší stabilitu může mít kovová část komponentu nožičku, která se vkládá do středu holenní kosti.

**Zadní povrch česky (patella).** Náhradní česka představuje kousek polyetylenu zaobleného tvaru, kopírující tvar česky. V některých případech česka nepotřebuje opětovné pokrytí materiálu ochrannou vrstvou.

Komponenty jsou konstruovány tak, že kov vždy hraničí s plastem, což zajišťuje plynulejší pohyb a vede k menšímu opotřebení povrchů kolenních implantátů. Jedním z nejčastěji používaných typů implantátů při totální náhradě kolenního kloubu je posteriorně stabilizovaný komponent. Při této formě se křížové vazy odstraňují a nahrazují se částmi implantátu. [8]

## 2.3 Materiály kolenních náhrad

Vlastnosti lidského kostního materiálu jsou komplikované a tvorba kostní tkáně má heterogenní a anizotropní typ, což komplikuje používání specifického anizotropního materiálu. Materiály, které mohou nahradit elementy lidského těla nebo mají souvislost mezi lidskou tkání a tekutinami těla, se nazývají bio materiály. Cílem při výběru materiálu implantátu je minimalizace koroze, degradace materiálu a možnost dlouhodobé integrace, maximalizace užitečných mechanických vlastností, jako jsou odolnost proti opotřebení a pevnost vůči únavovému poškození. [5]

### 2.3.1 Polymery

Polymery pro kolenní implantáty se používají od dávných dob. PMMA je vhodnější pro kostní cement, protože je stabilní v prostředí lidského organismu a disponuje velkou životností. Je odolný proti únavovému poškození, má potřebnou tvrdost a není toxický pro lidské tělo. Polyethylen se získává z etanových monomerů, které se polymerizují, čímž vzniká prášek, který se dá použít pro tvarování nebo extruzi do požadovaného tvaru. Polyethylenové vložky se upevňují v holenní platformě. [5]

### 2.3.2 Kovové slitiny

Vzhledem k mechanickým vlastnostem kovů se v implantátech používají materiály jako nerezová ocel, titan, měď a různé slitiny. Nerezová ocel má dobrou odolnost proti únavovému poškození, a proto může nahradit biologickou tkáň. Je méně biokompatibilní kvůli korozní citlivosti a pórovitosti. Pro femorální komponentu kolenních implantátů se obvykle používají slitiny titanu, jako je titan-hliníkově-vanadiová slitina nebo nitrid titanu. Vzhledem k vysoké odolnosti proti korozi, vynikající biokompatibilitě, nízké objemové hmotnosti a nízkému modulu pružnosti se tyto používají pro tibiální platformu kolenní náhrady umístěnou v holenní kosti. Jako femorální komponent se obvykle používá kobalt-



hromová slitina, která do značné míry nahradila nerezovou ocel, díky nízké tvrdosti a lepší korozní odolnosti. Kobaltové slitiny jsou široce používány, protože mají vysokou odolnost proti korozi a opotřebení, vysokou odolnost proti lomu a únavovému poškození při zatížení. Chrom se přidává pro zvýšení odolnosti proti korozi a molybden pro zmenšení velikosti zrn a zvýšení pevnosti. [5]

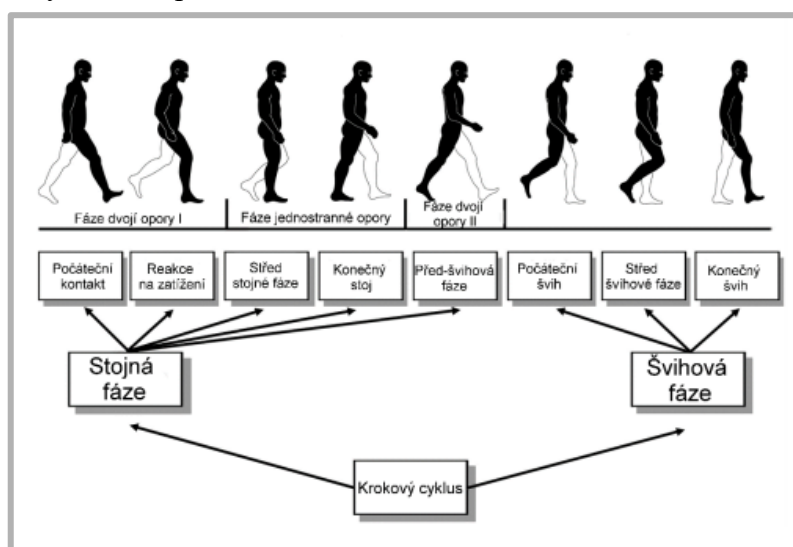
### 2.3.3 Povlaky

Povlaky materiálů kolenních náhrad se používají při zvýšené citlivosti pacientu na kov. Povlaky základního materiálu snižují tření a zvyšují tepelnou odolnost. Kovové součásti jsou opatřeny antikorozií vrstvou, která zabraňuje oxidaci a působení vlhkosti. Antibakteriální vrstva je určena k prevenci infekcí kloubů. [5]

## 2.4 Biomechanika

### 2.4.1 Rozbor pohybů při chůzi

K největšímu číslu pohybu v kolenním kloubu dochází při chůzi. Během švihové fáze se koleno ohýbá zhruba o  $60^\circ$ , aby špička nohy se netáhla po zemi. Také při chůzi se těsně před kontaktem paty s povrchem stahuje čtyřhlavý sval, což vede k úplnému natažení kolenního kloubu a přenosu nohy dopředu. Flexe není jedinou rotací, ke které dochází při chůzi. Před úderem paty hleď se otáčí ven, protože se koleno vzpřimuje. Tento pohyb se nazývá šroubovitý mechanismus a provádí se za účelem, aby se přitáhly měkké tkáně a zafixovala se geometrie kolene. Tím se koleno připravuje na tlakovou zátěž. Hned po úderu paty se koleno ohýbá, což způsobí rotaci hleď směrem dovnitř [4].

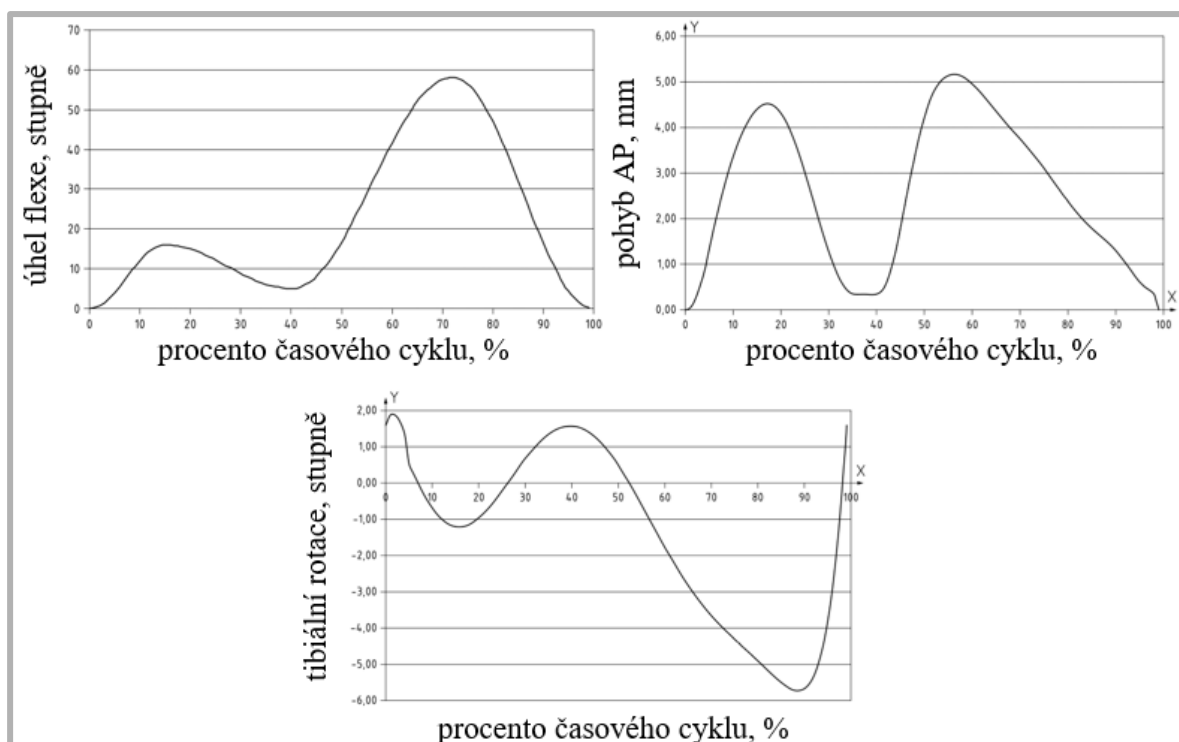


Obr. 2.4.1 Funkční rozdělení krokového cyklu [28]

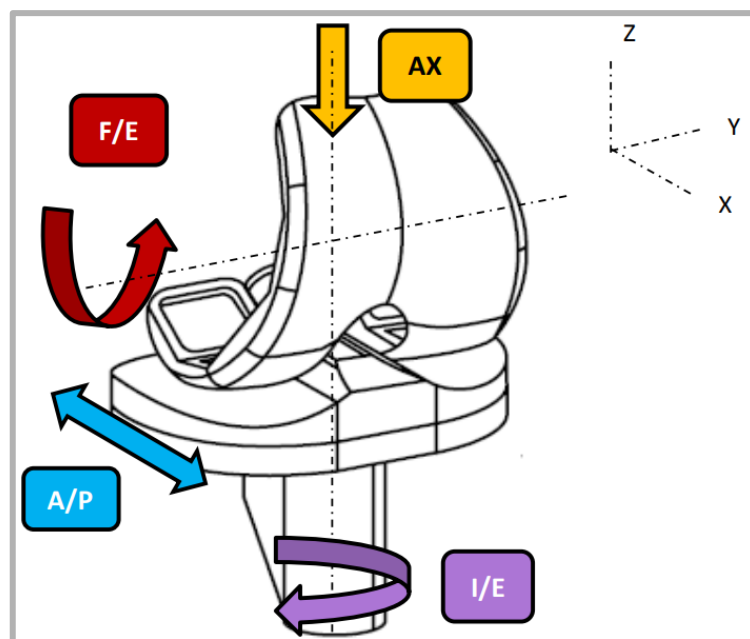
## 2.4.2 Kinematika kolenního kloubu

Komplexní trojrozměrný pohyb kolenního kloubu lze popsat prostřednictvím šesti stupňů volnosti (tři rotace a tři translace) v souřadném systému kloubu. Hlavním pohybem tibio-femorálního kloubu je rotace v sagitální rovině zx (flexe/extenze). Flexe je kombinací valivého pohybu, rotace a translace kosti. Při počáteční flexi do  $20^\circ$  dochází k valivému pohybu, přičemž se kontaktní bod přesouvá dozadu. Při větší flexi dochází ke klouzavému pohybu. Úplná extenze (hodnota flexe  $0^\circ$ ) se obvykle určuje, když jsou dlouhé osy holenní a stehenní kosti v sagitální rovině svírají úhel  $0^\circ$ . Aktivní flexe je umožněna především díky zkrácení podkolenní šlachy a obvykle dosahuje  $130^\circ$ , zatímco pasivní flexe může dosáhnout až  $160^\circ$ . Při úplné extenzi poskytuje koleno optimální stabilitu a oporu pro váhu lidského těla. Kromě flexe/extenze (dále F/E) umožňuje koleno  $25\text{--}30^\circ$  interní/externí (dále I/E) rotace,  $6\text{--}8^\circ$  varus/valgus (dále V/V) rotace v extenzi,  $5\text{--}10$  mm anteriorní/posteriorní (dále A/P) translace a  $1\text{--}2$  mm mediální/laterální translace. Chrupavka a meniskus kolenního kloubu zajišťují kloubní kompresi  $2\text{--}5$  mm. Jedná se o maximální možný rozsah pohybu kolenního kloubu. Tato kinematická analýza odpovídá normálnímu lidskému kolennímu kloubu, tedy bez implantátů. [3, 4]

Hodnoty a průběhy pohybů totální kolenní náhrady pro cyklus chůze jsou převzaty z normy ISO 14 243-3. Periodické průběhy jsou vztaženy k fázi kroku, který je definován s frekvencí  $1\text{ Hz} \pm 0,1\text{ Hz}$ . [21].



Graf. 2.4.2 Průběh jednotlivých pohybů náhrady kolenního kloubu dle ISO [21]

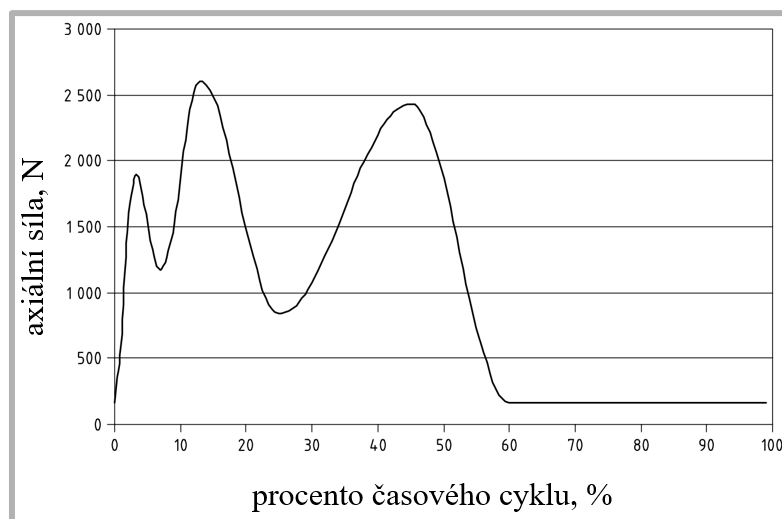


Obr. 2.4.2 Schéma pohybů a zatížení kolenní náhrady dle normy ISO [10]

(žlutá – axiální zatížení; červená – rotace flexe/extenze; modrá – translace anteriorní/posteriorní; fialová – rotace interní/externí)

### 2.4.3 Mechanika kolenního kloubu

Zatížení kloubních ploch je výsledkem vnějších a svalových sil nutných k udržení polohy a usnadnění pohybu těla. Síly ve vazech jsou pasivní vnitřní síly, které vznikají jako reakce na pohyb kloubu a vnější zatížení a poskytují alternativní způsoby přenosu zatížení v kloubu. Anatomická a strukturální složitost kolenního kloubu znamená, že síly působící na jednotlivé prvky struktury nelze při každodenních činnostech přesně měřit. Pokusy o měření těchto sil vyžadují jak experimentální data, tak numerické simulace s využitím optimalizačních algoritmů, které minimalizují energetické náklady. Na konci 60. let bylo oceněno celkové úsilí kolenního kloubu, které činilo 3,4 hmotnosti těla při chůzi, 4,3 při stoupání po schodech, 4,0 při sestupu po schodech, 4,5 celkové úsilí v kolenním kloubu při sestupu ze svahu. Přesné hodnoty a průběh axiálního zatížení totální kolenní náhrady jsou převzaty z normy ISO 14 243-3 [4, 21].



Graf. 2.4.3 Průběh axiálního zatížení náhrady kolenního kloubu dle normy ISO [21]

## 2.5 Analýza maziva kolenních náhrad

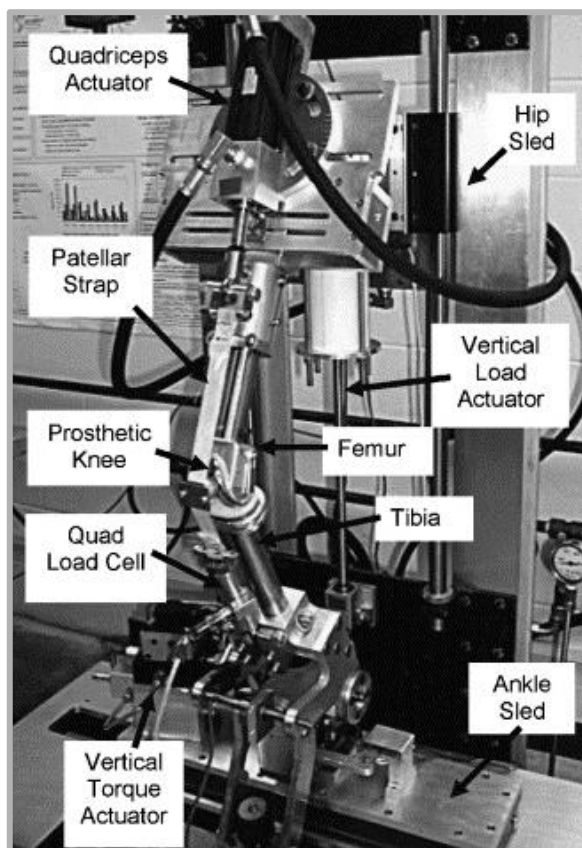
Ve studii D. Nečase byl představen simulátor kolenního kloubu, o kterém pojednává tato bakalářská práce a který umožňuje sledování kontaktní plochy na místě. Byla použita metoda založená na fluorescenčním pozorování. Tento přístup může přispět k výraznému rozšíření znalostí v oblasti studia mazání kolenních implantátů. Byla rozebrána skutečná geometrie kontaktních ploch a také poskytnuta jasná představa interakce albuminu a  $\gamma$ -globulinu z hlediska bezrozměrné tloušťky filmu. Hlavním cílem této práce bylo vyvinout a ověřit metodu pro zkoumání tvorby mazacího filmu u kolenní artroplastiky. Například bylo zjištěno, že albuminová vrstva je výrazně tlustší než  $\gamma$ -globulinová, což je způsobeno vyšší koncentrací albuminu, navíc to ukazuje na problém mechaniky kontaktu. Maximální tloušťka filmu není klíčovým parametrem, protože funkce nahrazení je dlouhodobý proces. Větší zájem představoval dlouhodobý efekt mazání (schopnost vytvořit stabilní mazací vrstvu). Bez ohledu na složku obarvené kapaliny bylo zjištěno, že nejlepší mazací vlastnosti má směs proteinů [9].

## 2.6 Simulátory kolenního kloubu

Simulátory používané pro testování kolenních implantátů lze rozdělit do dvou hlavních skupin.

První skupinou jsou simulátory určené k pozorování kinematických a dynamických procesů v kolenních kloubech (Obr. 2.6-1). Pomocí dynamických simulátorů kolenního kloubu se snaží reprodukovat výpočetní síly, momenty a pohyby kloubu během dynamické aktivity

a používají se k hodnocení kinematiky kolene při různých scénářích zatížení. K ověření toho, že síly generované mechanismy, hmotnost, setrvačnost a přenos zátěže na koleno byly přesně reprezentovány v modelu simulátoru, používá se měřicí analogové koleno. Koleno je speciálně navrženo tak, aby monitorovalo zatížení stehna nohy a mohlo využívat části lidské tkáně. V obou případech je koleno vybaveno senzory pro měření zátěže. Tyto přístroje svým účelem a konstrukcí nekorrespondují se simulátorem pro který bude navržen rotační modul, proto nebudou předmětem další analýzy. [10, 11]

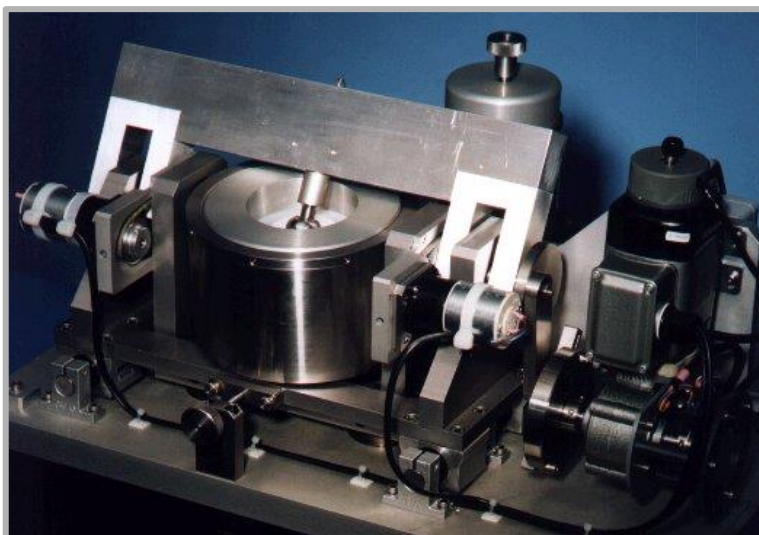


Obr. 2.4.36-1 Kansas Knee Simulator [11]

Druhou skupinou jsou simulátory určené ke pozorování třecích povrchů kolenních náhrad a jejich opotřebení. Testování opotřebení povrchů (in vitro) se provádí se zásahem komunity ortopedů mimo prostředí organismu, aby se určily mechanismy opotřebení před chirurgickým zákrokem. Simulátory opotřebení se používají k identifikaci nedostatků mnoha náhrad kolenního kloubu vyvíjených v současné době a k určení přibližné životnosti protézy. Důležitým parametrem pro získání velmi přesných údajů je schopnost pozorovat účinky svalů, měkkých tkání a vazů obklopujících kloub. V simulátorech používaných pro testování opotřebení se obecně ignorují účinky měkkých tkání a šlach při pohybu. Pro získání přesných výsledků testů opotřebení kolenních implantátů se zohledňuje několik faktorů, jako jsou: konstrukce implantátu, výroba, způsob sterilizace, lubrikace kloubu, hmotnost zamýšleného pacienta a úroveň aktivity. Parametry a zkušební podmínky jsou převzaty z normy pro běžnou chůzi. Většina strojů pro testování opotřebení je univerzální a lze je použít k simulaci pohybu kyčelních, kolenního nebo jiných kloubů. Základními

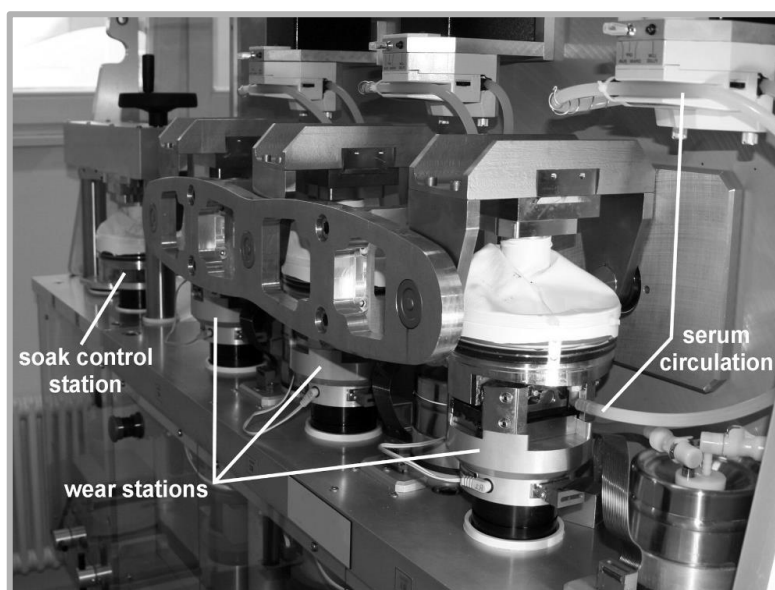
**TE 89 Hip & Knee Joint Friction Simulator** (Obr. 2.6-3) vyvinutý společností **Phoenix Tribology**, který pracuje dle normy ISO 14 243 disponuje jednou stanicí pro testování opotřebení. Může se používat pro testování kolenních nebo kyčelních kloubů. Simulátor se skládá ze stacionárního základního rámu namontovaného na stanici. Holenní komponenta kloubu je uložena v zásobníku namontovaném na rotačním válci s nízkým koeficientem tření, který se pohybuje v základním rámu. Femorální část kolenního kloubu je připevněna ke spodní straně pevného otočného rámu, který se pohybuje v nastavitelném úhlu. Femorální komponenta je upevněna pomocí integrované podpěry z nerezové oceli a je připevněna k pevnému otočnému rámu, který se otáčí kolem středu kloubu. Servohydraulický systém řízený počítačem slouží k dynamickému zatěžování kolenního kloubu při jeho oscilaci v nastavitelném úhlu v anatomické poloze. [13, 14]





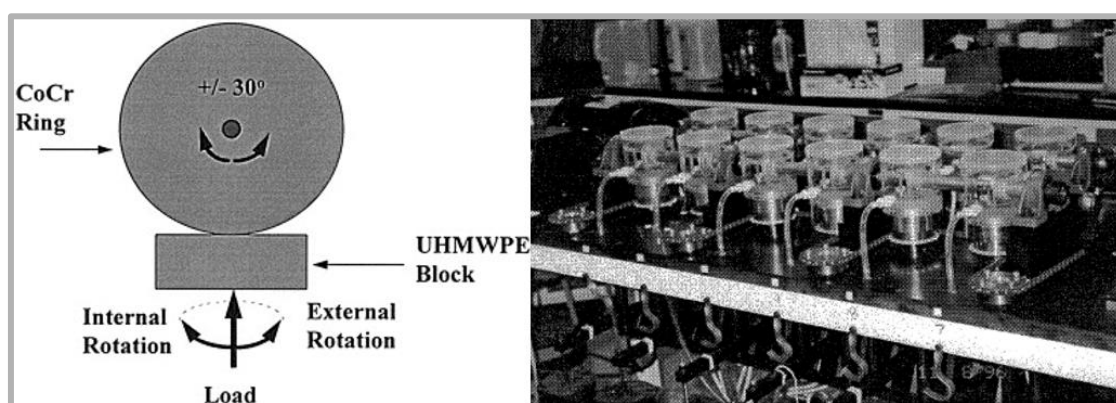
Obr. 2.4.36-3 TE 89 Hip & Knee Joint Simulator [14]

**Model KS2-6-1000** (Obr. 2.6-4) vyvinutý společností **Advanced Mechanical Technology**, který pracuje dle normy ISO 14 243, ASTM F1715, ASTM F1800 a ASTM F1223. Je vybaven třemi stanicemi pro kontrolu a sledování opotřebení a jednou stanicí pro kontrolu maziva. Stanice opotřebení mají 4 kontrolované pohyby: axiální zatížení, rotace flexe/extenze, rotace interní/externí a translace anteriorní/posteriorní. Stehenní komponenta kolenní náhrady je připojena k horní tyči, která vykonává rotaci flexe/extenze a současně může konat translaci anteriorní/posteriorní. Všechny tři stanice jsou navzájem spojeny společným rámem, který je uložen na rotačních vazbách, což zavádí anteriorní/posteriorní translační závislost mezi femorálními komponentami tří stanic. Holenní díl kolenní náhrady je připevněn k platformě, umístěné na společné stolicí simulátoru. Umožňuje interní/externí rotace a vertikální zdvih, tedy axiální zatížení. K řízenému pohonu pohyblivých částí se používají hydraulické motory. [12, 17, 18]



Obr. 2.4.36-4 Model KS2-6-1000 [12]

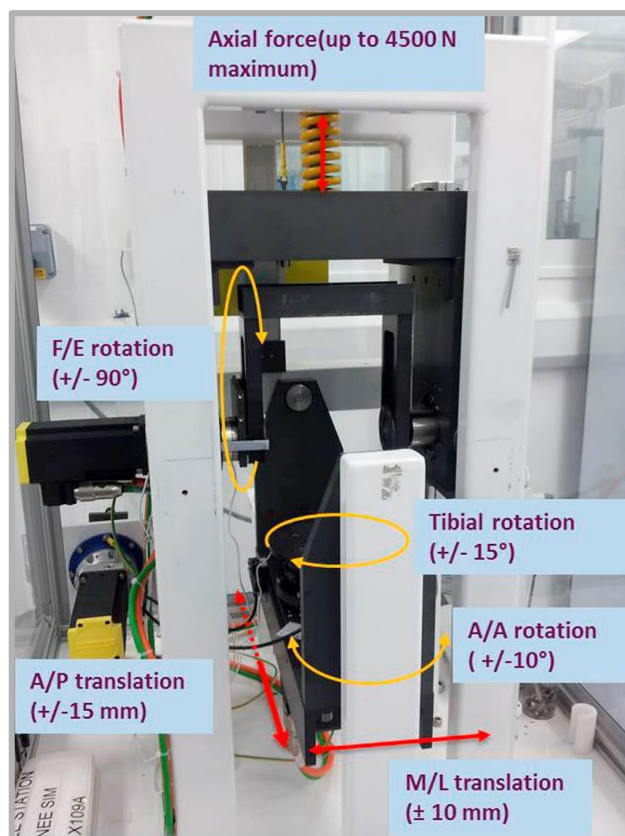
**Biaxiální simulátor** určený pro testování opotřebení pomocí lineárního kontaktu. Na obrázku 2.6-5 je schéma konfigurace mechaniky biaxiálního simulátoru. Plochý obdélníkový čtverec z plastu působí na leštěný kovový válec pomocí kontrolní páky. Válec kmitá kolem své osy otáčení v definovaném oblouku, čímž simuluje základní pohyb kolenního kloubu – rotaci flexe/extenze. Plastový čtverec zatím kmitá kolem své osy zatížení, čímž simuluje druhý pohyb kolenního kloubu – interní/externí rotace. Kmitání nebo translace anteriorní/posteriorní je řízena programovatelným pohonem. Biaxiální zařízení na testování opotřebení kontaktních ploch se skládá z dvanácti izolovaných stanic, z nichž každá má mazací komoru a zásobník. Kapalina se neustále přecerpává ze zásobníku do komory, zatímco přebytečné mazivo je gravitačně vháněno zpět do zásobníku. Tato neustálá cirkulace udržuje hladinu maziva v komoře a zajišťuje rychlý odvod tepla z komory, způsobeného třením a také snižuje rychlost degradace proteinu maziva. [20]



Obr. 2.4.36-5 Schéma a fotografie kolenního simulátoru [20]

**Simulation Solutions** (Obr. 2.6-6) je simulátorem kolenního kloubu s jednou stanicí, pracuje dle normy ISO 14 243. Má šest stupňů volnosti a pět řízených os pohybu. Axiální zatížení je řízeno silovým pohonem. Jak flexe/extenze, tak i abdukce/addukce se kontrolují pomocí pohonu, zatímco translace anteriorní/posteriorní a interní/externí rotace se můžou kontrolovat pomocí buď silového působení, nebo pohonu. Mediální/laterální translace není řízená, ale lze ji korigovat nebo zablokovat, aby se zajistil určitý posun. Flexi/extenzi lze regulovat v rozsahu od  $\pm 90^\circ$ . Simulátor lze použít ke stanovení opotřebení kolenního kloubu a ke kontrole chování boční síly v sagitální rovině na obou stranách opěr. Pohyby jsou řízeny servomotory. Stehenní díl kolenní náhrady je připojen k hornímu rotačnímu rámu, který zajišťuje rotaci flexe/extenze. Na zkušební vzorek působí přes horní nosník axiální síla až 4500 N. Holenní část kolenního kloubu je připevněna ke spodnímu rotačnímu rámu zařízení, který umožňuje interní/externí rotaci v rozsahu  $\pm 15^\circ$ , translaci anteriorní/posteriorní kolem  $\pm 15$  mm a mediální/laterální translaci v rozsahu  $\pm 10$  mm. Rám, na kterém je upevněna spodní část, se rotuje abdukčně/addukčně v hodnotách  $\pm 10^\circ$ . [19]





Obr. 2.4.36-6 Simulation Solutions [19]

Simulátor kolenního kloubu, zkonstruovaný **V. Polnickým** na základě simulátoru kyčelního kloubu, navrženého **P. Žondou** a realizovaný na ÚK FSI VUT v Brně, jež slouží k pozorování tvorby mazacího filmu v kontaktu stehenní a holenní části kolenní náhrady, pracuje dle normy ISO 14 243. Konstrukce simulátoru se skládá z pěti hlavních částí. Srdce přístroje obsahuje samotnou stykovou dvojici, vedení a pohony pohybů. Nad srdcem je umístěna řídicí PLC jednotka a pohon axiálního zatížení. Optické příslušenství přístroje, jeho nosné a polohovací prvky jsou umístěny pod srdcem. Ve spodní části rámu jsou umístěny dvě rozváděcí skříně elektroniky. Rámová konstrukce je složena ze tří samostatných dílů a základní desky (Obr. 2.6-7). Do zařízení je upnuta přímo stehenní náhrada, zatímco holenní část náhrady je realizována průhlednou PMMA vložkou. Femorální díl koná řízenou rotaci flexe/extenze a neřízenou rotaci varus/valgus. Tibiální díl koná řízenou anteriorní/posteriorní translaci a neřízenou rotaci interní/externí. Použitou metodou ke sledování tvorby mazacího filmu v kontaktu je optická interferometrie, což klade zvýšené nároky na tuhost celé konstrukce.

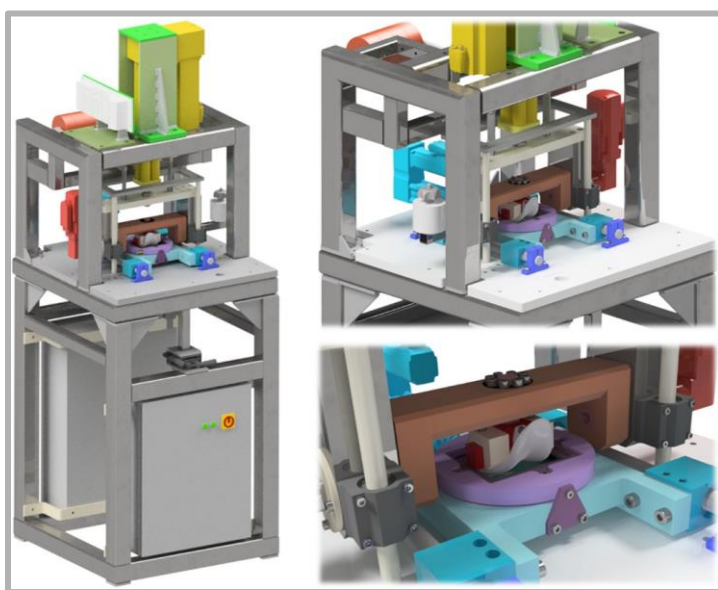
Srdce přístroje spočívá na základní desce v úrovni rukou obsluhy. Jeho funkčními uzly jsou pohon a vedení translace anteriorní/posteriorní, pohon a vedení rotace flexe/extenze, lineární vedení operačního zdvihu, vedení rotace interní/externí a rotace varus/valgus. Jako základní materiál dílů, jež se budou vyskytovat v kontaktu se stykovou dvojicí nebo mazivem, je zvolena nerezová ocel. Kolenní modul přístroje je sestaven z dílů, které jsou spojeny šroubovými spoji pro snadnou výměnu, čištění či nahrazení jednotlivých komponent.

Axiální zatížení a anteriorní/posteriorní translace jsou realizovány servomotory s elektronickým válcem, který převádí rotační pohyb servomotoru na translaci pomocí kuličkového šroubu. Lineární pohon pro zabezpečení axiálního zatížení tlačí posuvný rám, spočívající na vertikálním lineárním vedení, směrem dolů. Kyvný rám spolu s pohonem rotace flexe/extenze je umístěn v posuvném rámu. Hřídele spojují kyvný rám s posuvným rámem a jedna z nich přenáší točivý moment z motoru na samotný kyvný rám, čímž vykonává pohyb flexe/extenze. Na kyvném rámu je upevněn upínací trn nesoucí stehenní díl náhrady.

Lineární pohon translace anteriorní/posteriorní je upevněn na základní desce. Část konající translační pohyb (dále deska AP) je usazena přes sadu lineárního vedení na základní desce a je spojena s anteriorním/posteriorním pohonem přes plechovou patku. V desce AP je nalisováno kuličkové ložisko s nízkým profilem, do kterého je umístěno otočné lůžko, což umožňuje konat PMMA vložce neřízenou interní/externí rotaci. PMMA vložka je vložena do otočného lůžka, ve kterém je zajištěna přitlačnou vanou, a utěsněna plochým těsněním. Interní/externí rotaci lze zamezit zámkem, do kterého je našroubován šroub, jenž zapadne do díry v otočném lůžku. V otočném lůžku jsou situovány dvě topné patrony spolu s termočlánkem, které slouží k ohřevu maziva v kontaktu.

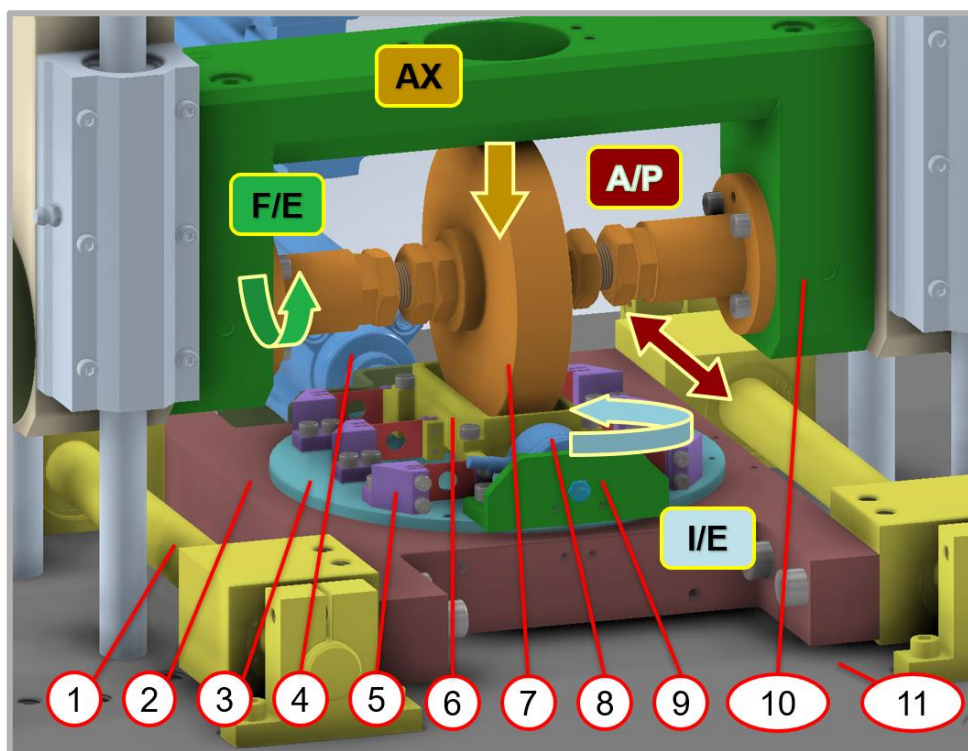
Do kontaktu stehenního dílu kolenní náhrady a PMMA vložky je aplikováno mazivo ve formě vepřového séra, které reprezentuje přítomnost tělní synoviální kapaliny. Pro větší přiblížení k reálným podmínkám kontaktu je mazivo ohříváno na teplotu  $37\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ . Ohřev je vyvozen sadou topných patron zasunutých v otočném lůžku a regulován termočlánkem, také zasunutým v otočném lůžku. Topný systém je externí a není stálou součástí přístroje. Topné patrony zahřívají otočné lůžko, PMMA vložku a samotné mazivo. Ohřev stehenního dílu není proveden, ačkoli to norma ISO 14 243-3 doporučuje.

Přístroj lze využít ke zkoumání tvorby mazacího filmu mezi kontaktní dvojicí za pomoci optických bezdotykových metod, ale také pro dlouhodobé testy opotřebení. [10]



Obr. 2.4.36-7 Kolenní simulátor z ÚK FSI VUT v Brně [9]

Další iterace ve vývoji kolenního simulátoru z ÚK FSI VUT v Brně, která v současné době probíhá v rámci diplomové práce, je úprava kontaktních částí podle konceptu „kolo na ploše“ (Obr. 2.6-8). Základním cílem dané modifikace je měření třecí síly vznikající v důsledku smyku kola na vložce. Hlavní konstrukční součásti, změna kterých probíhají v současné době, jsou: kontaktní díly, deska AP, otočné lůžko s upevněnou průhlednou vložkou, kyvný rám s upevněným kolem. Simulator je vybaven dvěma siloměry: pro třecí sílu (namontovaný na otočném lůžku) a pro axiální zatížení (upevněný mezi lineárním pohonem AX a místem působení axiální síly). Aktuální konstrukce neumožňuje rotaci varus/valgus a interní/externí rotaci. Rotace V/V je v tomto případě nežádoucí, zatímco je potřeba realizovat rotaci I/E v souladu s normou ISO.



Obr. 2.4.36-8 Aktuální stav kolenního simulátoru z ÚK FSI VUT v Brně (oranžová – axiální zatížení; zelená – rotace flexe/extenze; červená – translace anteriorní/posteriorní)

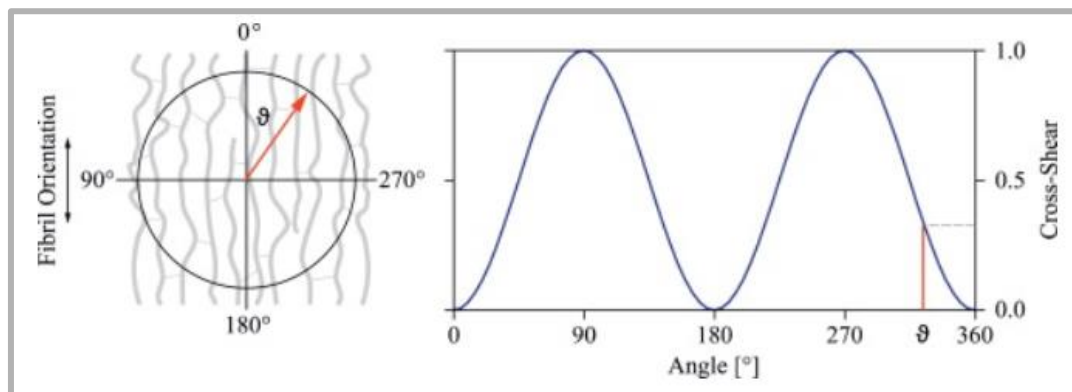
lineární vedení A/P (1); deska AP (2); otočné lůžko (3); lineární pohon A/P (4); konzola planžety (5); vana s vložkou (6); kolo (7); siloměr (8); konzola siloměru (9); kyvný rám (10); základní deska (11)

## 2.7 Studie příčného smyku

Studie **T. Schwenkeho** popisuje problém příčného smyku, zejména při simulaci „kolo na ploše“. V kontaktu mezi kovovým kondylem (kolem) a protilehlou polyethylenovou tibiální vložkou jsou definovány dva hlavní směry pohybu: první osa je ve směru hlavní orientace vláken vložky a druhá osa je kolmá na hlavní osu. Tento přístup

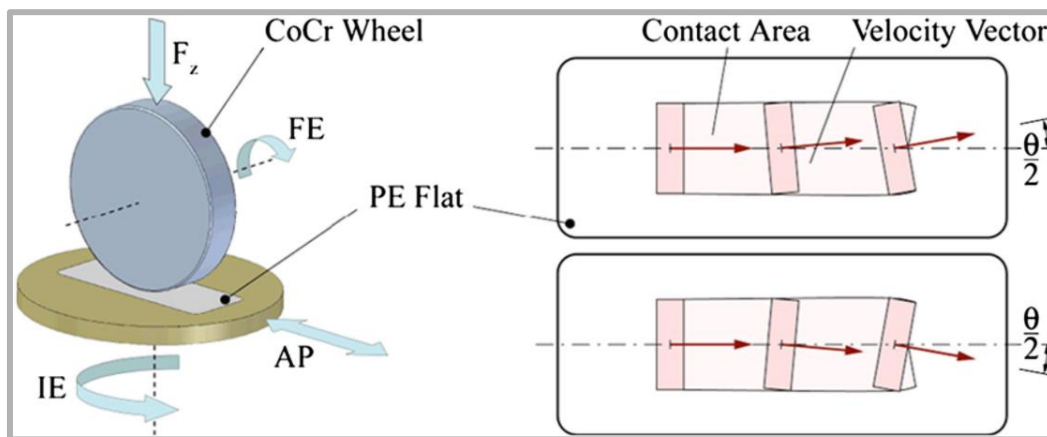
vyplývá z obecného pozorování, že jsou molekulární řetězce v povrchové vrstvě polyethylenového materiálu uspořádány podél hlavní osy pohybu.

Popis příčného smyku je založen na kruhovém běžícím vektoru (Obr. 2.7-1). Projekce vektoru rychlosti na osu kolmou k orientaci vlákna lze snadno získat trigonometricky. Nulový příčný smyk tedy nastává při pohybu podél hlavní orientace polyethylenových vláken, zatímco smyk je maximální ve směru pohybu kolmém na orientaci vláken.



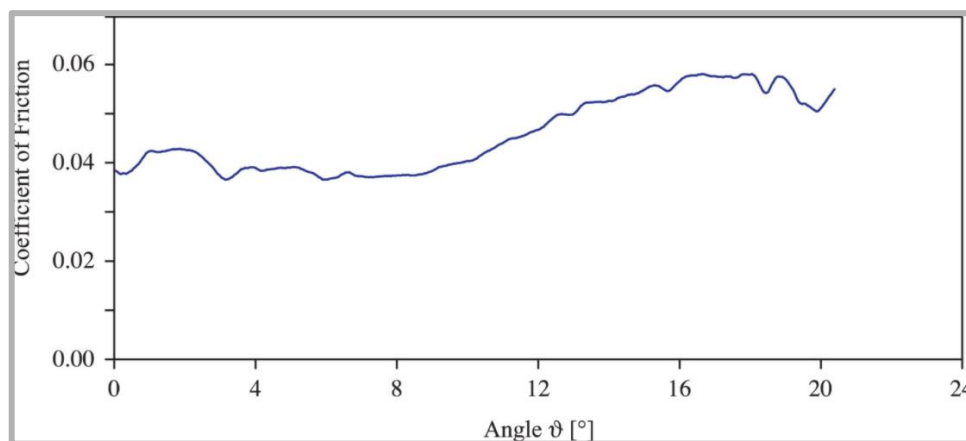
Obr. 2.4.37-1 Kruhový běžící vektor pro popis příčného smyku. [22]

Při současné translaci a otáčení zůstává střed kontaktu kola vždy na hlavní ose plochého vzorku. Toto uspořádání simulátoru umožňuje zkoumat několik parametrů souvisejících s opotřebením. Tyto parametry lze měnit po celé délce plochy a jejich vliv na opotřebení lze zkoumat podél hlavní osy pohybu.



Obr. 2.4.37-2 Koncepte simulátoru "kolo na ploše" a orientace vektorů posuvné rychlosti na ploše. [22]

Hodnota opotřebení se u testu zvyšovala s rostoucím úhlem mezi vektorem rychlosti a hlavní osou vložky. To platilo s výjimkou počáteční a koncové polohy dráhy, kde mohlo hrát roli tření a opotřebení způsobené delším kontaktem s kolem. Koeficient tření se v průběhu experimentu pohyboval od 0,036 do 0,058 a závisel na úhlu vektoru rychlosti.



Graf. 2.7 Koeficient tření vzhledem k úhlu rychlosti [22]

Bylo prokázáno, že k odstranění jednotkového objemu opotřebení ve směru hlavního pohybu (tj. podél předpokládané orientace molekulárních vláken) je třeba 6,4krát více práce než kolmo na něj. [22]

## 2.8 Pohonné jednotky

Pro realizaci potřebného pohybu je nutné určit vhodnou pohonnou jednotku. Rotační pohyb lze realizovat pomocí rotačního pohonu nebo lineárního pohonu kterého je taky realizován rotačním pohonem za použitím dalších mechanismu (např. kuličkového šroubu).

Základními řízenými rotačními pohony jsou krokové motory a servomotory.

**Krokové motory** mají vysoký počet pólů, které umožňují generovat velice vysoký točivý moment při nulových otáčkách. Jsou kompaktní a obecně hospodárné. Nevýhodou krokových motorů je omezení rychlosti. Přestože při nulových otáčkách generují vysoký točivý moment, s rostoucími otáčkami moment klesá. Motor, který při nulových otáčkách generuje 100 uncí, může například při 500 otáčkách za minutu generovat pouze 50 uncí a při 1000 otáčkách za minutu pouze 10 uncí. Ke zvýšení točivého momentu lze použít převodovku. Motor musí překonat tření, aby se začal otáčet a pohybovat zátěží, v tomto okamžiku není rotor plně řízen. V důsledku toho může příkaz k posunu o pět kroků vést k tomu, že se motor otočí pouze o čtyři kroky nebo o šest. Pokud však pohon vydá příkaz k postupu o 200 kroků, motor tak učiní s přesností na několik kroků, což v tomto okamžiku představuje chybu několika procent. Přidání snímače umožní systému přesně sledovat pohyb, ale nedokáže překonat základní fyzikální vlastnosti motoru. [23]

**Servomotory** však mají podstatně nižší počet pólů. V důsledku toho musí pracovat v uzavřené smyčce. Servomotory jsou obecně složitější než krokové motory. Pracují podstatně rychleji než krokové motory, jejich rychlost se pohybuje v řádu několika tisíc otáček za minutu. Díky tomu lze servomotory používat s převodovkami a dosahovat tak



mnohem vyšších točivých momentů při užitečných rychlostech. Poskytují také konzistentnější točivý moment v celém rozsahu otáček motoru. Na rozdíl od krokových motorů nemají samy o sobě udržovací moment. Servomotory získávají výhodu točivého momentu díky své celkové fyzické velikosti. Kombinace rychlosti a točivého momentu umožňuje servomotorům dosahovat lepšího zrychlení než u krokových motorů. Díky uzavřené smyčce poskytují také lepší přesnost polohování. [23]

## 2.9 Senzory

Pro programování a sledování pohybů jednotlivých pohybujících se součástí je potřeba vybavit stroj potřebnými senzory, které lze rozdělit do dvou základních skupin: na mechanické a bezkontaktní. Protože mechanické senzory mají kratší životnost a mohou vyžadovat další příslušenství pro zajištění správné funkce, což může ovlivnit přesnost získaných dat, budou v této kapitole probrané pouze bezkontaktní senzory.

Nejjednodušší senzory přiblížení jsou pouze spínače. Sofistikovanější verze poskytují gradientní zpětnou vazbu v závislosti na přiblížení. Mohou být implementovány pomocí různých technologií, jako jsou: fotoelektrické (infračervené a viditelné signály), indukční a ultrazvukové. Mohou být použity pro určování polohy tak, že se nainstalují do každého klíčového bodu systému, aby vyslaly signál při spuštění. Je to ekonomický a efektivní přístup pro aplikace vyžadující omezenou zpětnou vazbu, ale rychle se stává nepraktickým pro jakýkoli typ polohování s vysokým rozlišením. [26]

Nejpoužívanějším a přesným snímačem pro sledování úhlu natočení je inkrementální enkodér. Snímače vypočítávají polohu, rychlost a směr jiného zařízení. Inkrementální snímače generují řetězec impulzů odpovídající posunu od počáteční polohy stanovené při uvedení do provozu. Absolutní snímače zaznamenávají vícebitová digitální data odpovídající absolutní poloze. Existují snímače s optickým nebo magnetickým senzory. Optické snímače poskytují nejvyšší rozlišení a přesnost, ale jsou náchylné ke znečištěnému prostředí. Magnetické senzory mohou pracovat ve velmi náročných podmínkách, ale jejich rozlišení je omezené. [26]

### 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

V současné době ÚK VUT v Brně disponuje simulátorem kolenního kloubu, který umožňuje simulovat kinematiku a dynamiku kolenního kloubu. Simulátor je určen k pozorování tvorby mazacího filmu a dlouhodobému testování opotřebení součástí kolenních náhrad. Pro navrhovaný koncept modulu jako výchozí nastavení bude použita norma ISO 14 243-3, ze které vychází kinematika a zatížení kolenního kloubu, aplikované v daném simulátoru. Obsahem normy jsou průběhy a hodnoty jednotlivých pohybů a také dovolené odchylky. Norma vyžaduje, aby některé pohyby byly řízené. Neřízené pohyby jsou: operační zdvih, rotace varus/valgus a rotace interní/externí.

Aktuálně v rámci diplomové práce probíhá modifikace simulátoru na simulaci „kolo na ploše“. Tento simulátor disponuje dvěma řízenými pohyby: anteriorní/posteriorní translací a rotací flexe/extenze. Kvůli absenci řízené rotace interní/externí je potřeba řízený modul konstrukčně dořešit, aby testování odpovídalo předepsaným normou podmínkám.

Při realizaci komplexního pohybu, včetně rotace I/E, bude docházet k jiným mechanismům opotřebení. Změnou úhlu natočení vložky se mění třecí koeficient v kontaktní oblasti. Rotace I/E umožní se více přiblížit ke skutečnému opotřebení, než při realizaci pouze rotace F/E a translace A/P.

Použití součástí tvrdé automatizace (například: vačky), kterými by se mohl dosáhnout požadovaný pohyb, při návrhu je nežádoucí, protože se ztratí možnost programování systému pro pozorování konkrétních jevů, proto je vhodné využít flexibilní systémy řízení. Navrhovaný koncept vyžaduje zaznamenávání úhlu natočení rotace interní/externí pro možnost dalšího zpracování dat a porovnání výsledků testování (například: koeficientů tření, tloušťky mazacího filmu), a proto se vyžaduje použití senzoru určeného k přímému měření úhlu natočení.

Navržený modul musí disponovat možností programování rotace dle normy, neomezovat pohyby ostatních modulů a mít vysokou pevnost pro minimalizaci možných vibrací nebo rázů, které mohou zhoršit podmínky testování.

### 3.1 Cíl práce

Cíl bakalářské práce je zaměřen na návrh a konstrukci řízené rotace tibiální vložky kolenní náhrady, mechanika kterého je definována normou ISO 14 243-3. Navržené řešení má disponovat zvýšenou tuhostí, přesným a flexibilním řízením a nenáročnou obsluhou.

Pro splnění hlavního cíle bakalářské práce je předpokládáno splnění následujících dílčích cílů:

- rozbor a stanovení okrajových podmínek pro rotační pohyb náhrady s ohledem na kinematiku a dynamiku kolenní náhrady při cyklu chůze,
- návrh různých konstrukčních variant,
- volba a detailní rozpracování vhodné konstrukční varianty,
- vytvoření 3D dat a výkresové dokumentace,
- vypracování a odevzdání závěrečné zprávy, výkresu sestavení a digitálních dat.



## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu je nutné zabezpečit prostor mezi optickým zařízením a vložkou. Jedním z problémů, které mohou nastat, je umístění pohonné jednotky rotace interní/externí. Pokud rotační pohon bude umístěn mimo desku AP, může vzniknout nutnost použití dalších mechanismů, které mohou výrazně zkomplikovat konstrukci modulu. Vložka je pevně uložena na otočném lůžku, proto při návrhu konstrukčního řešení bude točivý moment přenášen na lůžko jako základní pevnou součást. Lineární pohon (např. kuličkový šroub) se nebude používat z důvodu vysoké ceny a komplikace dalšími součástmi. Celková konstrukce modulu by měla mít minimální životnost  $5 \cdot 10^6$  cyklů při frekvenci 1 Hz.

### 4.1 Stanovení okrajových podmínek

Pro návrh rotačního modulu I/E je potřeba stanovit okrajové podmínky, které souvisí s normou ISO 14 243-3. Nulovou polohou rotace I/E je umístění vložky podél lineárního pohybu A/P, tedy úhel vektoru rychlosti zdvihu A/P ke hlavní ose vložky je  $0^\circ$ . Jelikož kontaktní plochy jsou zjednodušené, kladné a záporné hodnoty úhlu lze určit pro libovolný směr otáčení. Z tab. 4.1-1 vyplývá, že maximální kladná hodnota úhlu je  $1,9^\circ$  a maximální záporná hodnota úhlu je  $5,7^\circ$ , tedy celkový rozsah otáčení je  $7,6^\circ$ .

Tab. 4.1-1 Body změny směru rotace v závislosti na době cyklu [21]

Procento časového cyklu %	I/E rotace stupně
2	+1,9
16	-1,2
40	+1,6
88	-5,7

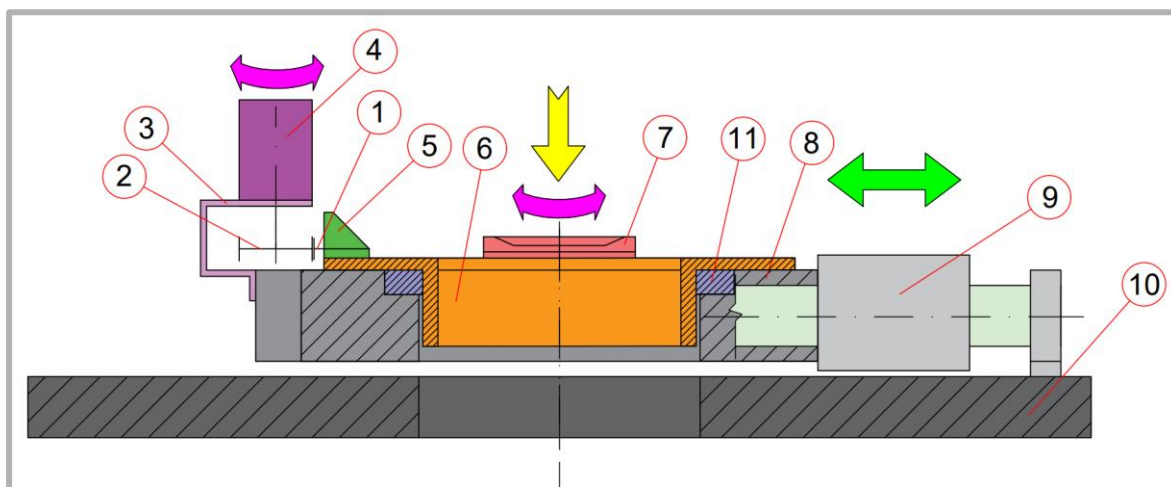
Kromě zajištění rotace I/E, navržený modul nesmí omezovat jiné pohyby předepsané normou, tedy translaci A/P a rotaci F/E. Nulová poloha translace A/P je dána umístěním středu vložky kolmo pod osou rotace F/E. Translace A/P má pouze kladnou výchylku s maximální hodnotou 5,2 mm směrem proti lineární pohonné jednotky A/P. Nulová poloha rotace F/E je dána umístěním kyvného rámu nad kolem kolmo k vložce. Rotace F/E má pouze kladnou výchylku s maximální hodnotou  $58^\circ$  směrem k lineárnímu pohonu A/P.

Tab. 4.1-2 Kinematické parametry rotace I/E vypočítané z normy

Parametr	Hodnota
maximální úhlová rychlost $\omega_{\max}$	3 rad/s
maximální otáčky $n_{\max}$	28,6 min <sup>-1</sup>
maximální úhlové zrychlení $\alpha_{\max.zr}$	95 rad/s <sup>2</sup>
maximální úhlové zpomalení $\alpha_{\max.zp}$	297 rad/s <sup>2</sup>

## 4.2 Návrh Alfa

Jedná se o koncepční návrh, ve kterém je přenos točivého momentu realizován pomocí ozubených kol. Druhé ozubené kolo je připevněno nepohyblivě vůči otočnému lůžku. Toto ozubené kolo je pouze součástí s určitým počtem zubů, aby byl zajištěn rozsah otáčení v souladu s normou. Rotační pohonná jednotka je umístěna nepohyblivě vůči desce AP prostřednictvím konzoly. Navržená konstrukce modulu je umístěna na desce AP ze strany konzoly siloměru, aby nebyl omezen pohyb F/E.



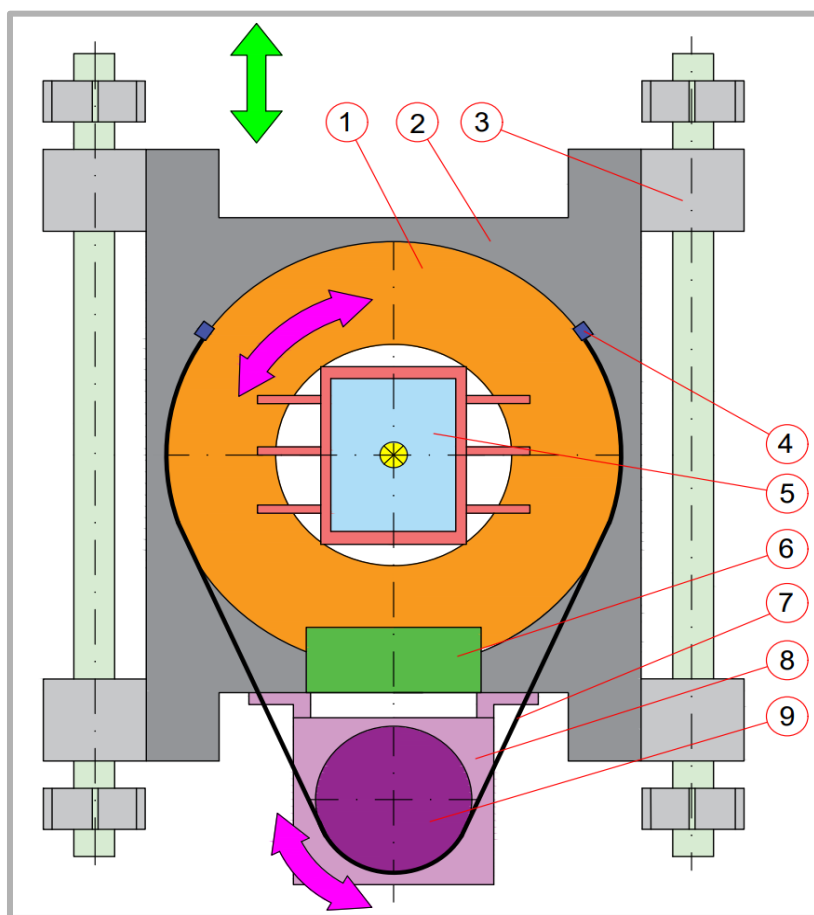
Obr. 4.2 Schéma konceptu Alfa se zvýrazněnými pohyby (fialově rotace I/E; žlutě zatížení AX; zeleně translace A/P)

součást s ozubením (1); pastorek pohonu I/E (2); konzola pohonu I/E (3); rotační pohon I/E (4); konzola siloměru (5); otočné lůžko (6); PMMA vložka (7); deska AP (8); lineární vedení A/P (9); základní deska (10); ložisko (11)



#### 4.4 Návrh Gama

V tomto koncepčním návrhu je otočné lůžko poháněno rotační pohonnou jednotkou prostřednictvím ozubeného řemene. Umístění uzavřeného ozubeného řemenu, který by opásal otočné lůžko a pastorek pohonné jednotky, vyžaduje demontáž kola přišroubovaného ke kyvnému rámu. Na otočném lůžku jsou uchycené konce řemenu určité délky. Za předpokladu pevného upnutí není třeba umisťovat na lůžku další ozubené prvky. Pokud vznikne riziko kontaktu řemene s konzolou siloměru bude potřeba upevnit na desce AP napínák. Vzhledem k tomu, že šířka boční hrany otočného lůžka je 4 mm musí být vytvořena součást, která zabráni sklouznutí řemene z otočného lůžka. Opášení otočného lůžka může komplikovat umístění snímače úhlu natočení. Rotační pohonná jednotka je umístěna prostřednictvím konzoly na desce AP. Pokud pohonná jednotka bude umístěna na základní desce, je nezbytné použití dalších napínacích zařízení.



Obr. 4.4 Schéma konceptu Gama se zvýrazněnými pohyby (fialově rotace I/E; žlutě zatížení AX; zeleně translace A/P)

otočné lôžko (1); deska AP (2); lineárni vedení A/P (3); držák konce řemenu (4); PMMA vložka (5); konzola siloměru (6); řemen (7); konzola pohonu I/E (8); rotační pohon I/E (9)

## 4.5 Vyhodnocení koncepčních návrhů

Tab. 4.5 Vyhodnocení koncepčních návrhů

Návrh	Výhody	Nevýhody
Alfa	Snadná montáž, jednoduchost konstrukce díky umístění pohonné jednotky na desce AP	Zatížení pohonu A/P kvůli umístění celého modulu na desce AP, zmenšení prostoru pro obsluhu, rázy v důsledku změny směru otáčení
Beta	Neomezená rotace I/E, malé zvětšení zatížení pohonu A/P, převod bez vůle, prostor pro obsluhu	Závislost translace A/P a manipulace s optickým zařízením na průměru válce s ozubením
Gama	Převod bez vůle, nebude docházet k rázům	Komplikovanější montáž, nutnost použití napínacích mechanismů a zvětšení šířky boční hrany otočného lůžka

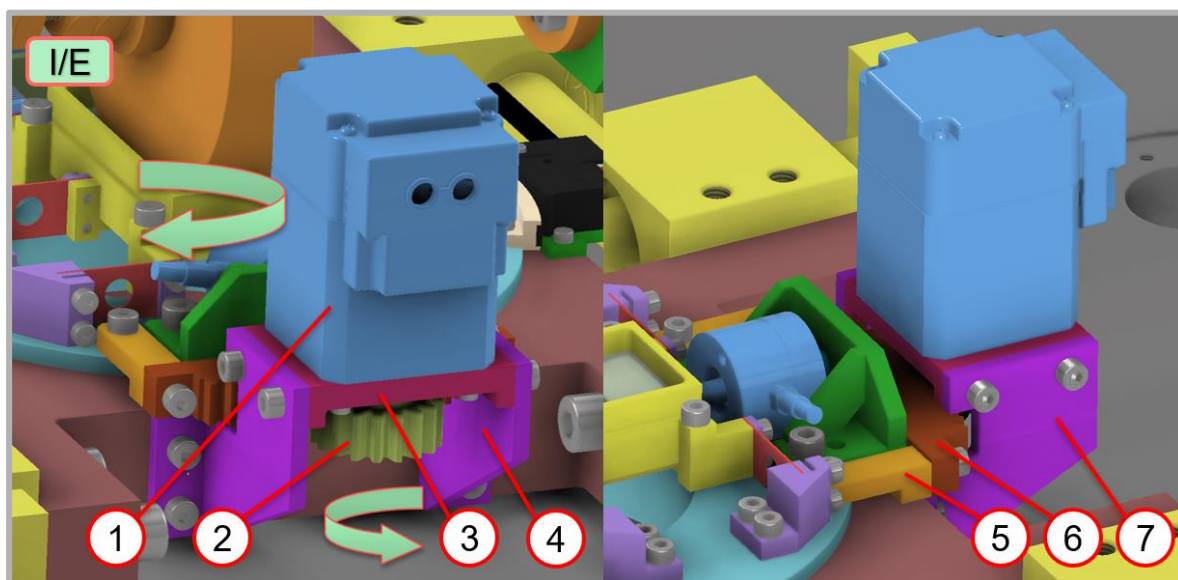
Výslednou variantou je zvolen koncepční návrh Alfa s přenosem točivého momentu pohonné jednotky pomocí spoluzabírajících ozubené součásti a pastorku. Rotace se ohraničuje pouze délkou ozubení součásti nepohyblivě upevněné vůči otočnému lůžku. Omezení umístění kamery pro pozorování vložky a ohraničení translace A/P v návrhu Beta komplikuje provedení dalších možných testů. Při vypracovávání návrhu Gama bylo zjištěno, že okrajové podmínky dovolují umístění konzoly s pohonem pouze ze strany konzoly pro siloměr. Pro bezvadnou práci modulu je potřeba zabránit kontakt řemene s konzolou siloměru pomocí napínáků a zvětšit průměr pastorku. Zvětšení pastorku přivádí k menšímu převodovému poměru. Pro realizaci rotace I/E bude potřeba si zvolit výkonnější pohonnou jednotku nebo využít převodovku, což zvětšuje celkovou hmotnost modulu, jeho cenu a zvětšuje zatížení pohonu A/P. Umístění pohonné jednotky na základní desce komplikuje koncept dalším napínacím mechanismem, což je nežádoucí pro řešení problému.

## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledný koncepční návrh Alfa (obr. 5.1) byl rozpracován do kompletního konstrukčního řešení, včetně pevnostní analýzy nebezpečných míst jednotlivých součástí.

### 5.1 Modul IE

Pohon rotace I/E (1) je upevněn pomocí čtyř šroubů ke konzole pohonné jednotky, která se skládá z desky pohonu (3) a přišroubovaných z obou stran podstav levé (7) a pravé (4). Konzola je připevněna pomocí čtyř šroubů k desce AP. Pastorek (2) pro pohonnou jednotku je upevněn na výstupní hřídeli pomocí svěrného spoje. Pastorek je v záběru s ozubením lůžka (6), které je pomocí dvou šroubů připevněno k držáku ozubení (5). Držák ozubení je upevněn na otočném lůžku pomocí dvou šroubů.

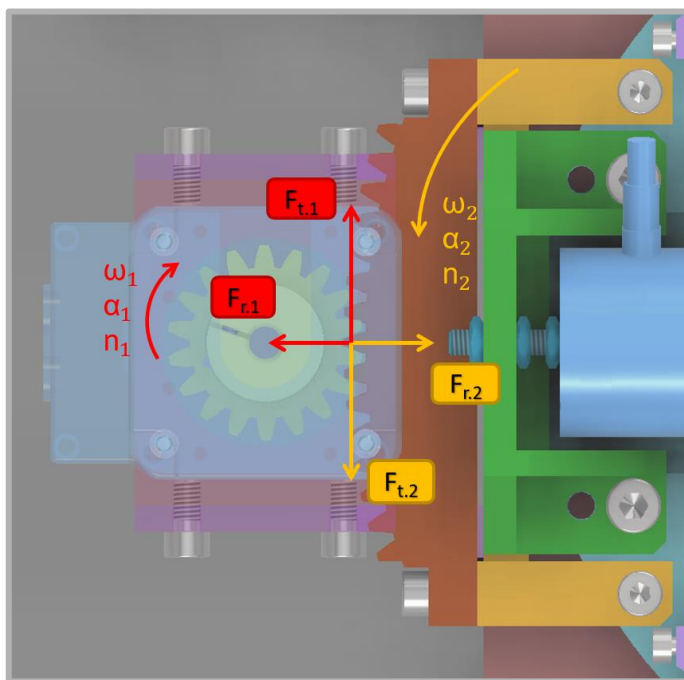


Obr. 5.1 Celkový pohled na modul rotace I/E.

Pro připevnění modulu budou provedeny minimální změny aktuálního stavu simulátoru. Na desce AP budou vytvořeny čtyři otvory se závitem. Na otočném lůžku budou vytvořeny dva otvory se závitem. Pro snížení nákladů na výrobu je konzola motoru rozdělena do třech součástí. Podstavy konzoly mají výřez pro bezprostřední pohyb ozubení lůžka, je to způsobeno rozměrem pastorku, tedy převodovým poměrem. Dosažením vyššího převodového poměru lze zvolit lehčí pohonnou jednotku bez převodovky. Protože při cyklu rotace se mění směr otáčení čtyřikrát a nekorigované ozubení s přímými zuby má mezi bočními stranami zubů vůli, bude docházet k rázům. Proto připevnění ozubení lůžka ke konzole siloměru může způsobit nepřesné měření třecí síly, z toho důvodu tato součást je připevněna k vlastnímu držáku, který má vůli mezi konzolou siloměru 0,5 mm až 1 mm.

## 5.2 Kontrolní výpočty

Na mechanickém schématu (Obr. 5.2) jsou zobrazeny síly působící na roztečných průměrech ozubení a směry rychlostí a zrychlení při určitém směru otáčení rotujících se součástí.



Obr. 5.2 Mechanika konstrukčního návrhu.

$F_{t,1}$  - obvodová síla pastorku,  $F_{t,2}$  - obvodová síla ozubení lůžka,  
 $F_{r,1}$  - radiální síla pastorku,  $F_{r,2}$  - radiální síla ozubení lůžka

V programu Autodesk Inventor Professional 2021, ve kterém byl vytvořen výchozí stav simulátoru, byl získán moment setrvačnosti otočného lůžka včetně připevněných na něm součástí.

Následně byly spočítány točivé momenty, potřebné pro realizaci normalizovaného pohybu:

$$M_{zr} = I \cdot \alpha_{2,max,zr} = 0,006 \cdot 95 = 0,57 \text{ N m} \quad (1)$$

$$M_{zp} = I \cdot \alpha_{2,max,zp} = 0,006 \cdot 297 = 1,78 \text{ N m} \quad (2)$$

kde  $M_{zr}$  je točivý moment pro zrychlení v N m,  $M_{zp}$  je točivý moment pro zpomalení v N m,  $I$  je moment setrvačnosti otočného lůžka včetně připevněných na něm součástí v  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $\alpha_{2,max,zr}$  je zrychlení otočného lůžka v  $\text{m s}^2$  a  $\alpha_{2,max,zp}$  je zpomalení otočného lůžka v  $\text{m s}^2$ .

Pak je potřeba spočítat moment v důsledku tření kola a vložky:

$$M_{tř} = F_{ax} \cdot f \cdot r = 1000 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,019}{4} = 0,48 \text{ N m} \quad (3)$$

kde  $M_{tř}$  je třecí moment v N m,  $F_{ax}$  je maximální předpokládaná axiální síla v N,  $f$  je předpokládaný součinitel tření a  $r$  je rameno, dáno půlkou vzdálenosti od středu do krajního bodu kontaktní oblasti v m.

Valivý odpor v ložisku je nulový, kroužky ložiska jsou považované jako dokonale tvrdé.

Výsledný točivý moment při nulovém momentu tření:

$$M_{c.zr.0} = M_{zr} = 0,57 \text{ N m} \quad (4)$$

$$M_{c.zp.0} = M_{zp} = 1,78 \text{ N m} \quad (5)$$

kde  $M_{c.zr.0}$  je výsledný točivý moment při zrychlení v N m a  $M_{c.zp.0}$  je výsledný točivý moment při zpomalení v N m.

Výsledný točivý moment při maximálním momentu tření:

$$M_{c.zr.1} = M_{zr} + M_{tř} = 0,57 + 0,48 = 1,05 \text{ N m} \quad (6)$$

$$M_{c.zp.1} = M_{zp} - M_{tř} = 1,78 - 0,48 = 1,3 \text{ N m} \quad (7)$$

kde  $M_{c.zr.1}$  je výsledný točivý moment při zrychlení v N m a  $M_{c.zp.1}$  je výsledný točivý moment při zpomalení v N m.

### 5.2.1 Výpočet ozubení

Výpočet čelního soukolí s přímými zuby je realizován dle Shigley a normy ISO. [24]

Dovolené rozmezí počtu zubů pastorku 17 až 25 pro  $\alpha = 20^\circ$ .

Převodový poměr:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{140}{18} = 7,7778 \quad (8)$$

kde  $i_{12}$  je převodový poměr pastorku a ozubení lůžka,  $z_1$  je počet zubů pastorku a  $z_2$  je počet zubů ozubení lůžka za předpokladu celého ozubeného kola.

Průměry roztečných kružnic:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ mm} \quad (9)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1,5 \cdot 140 = 210 \text{ mm} \quad (10)$$

kde  $d_1$  je roztečný průměr pastorku v mm,  $d_2$  je roztečný průměr ozubení lůžka v mm a  $m$  je modul ozubení v mm.

Vzdálenost mezi osami rotace ozubených kol:

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{27 + 210}{2} = 118,5 \text{ mm} \quad (11)$$



Normální rozteč:

$$p_n = \pi \cdot m_n = 3,14 \cdot 1,5 = 4,712 \text{ mm} \quad (12)$$

kde  $p_n$  je normálová rozteč ozubení v mm a  $m_n$  je normálový modul ozubení v mm.

Čelní rozteč:

$$p_t = \pi \cdot m_t = 3,14 \cdot 1,5 = 4,712 \text{ mm} \quad (13)$$

kde  $p_t$  je čelní rozteč ozubení v mm a  $m_t$  je čelní modul ozubení v mm.

Základní rozteč:

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_{t12} = 4,712 \cdot \cos(20^\circ) = 4,43 \text{ mm} \quad (14)$$

kde  $p_{tb}$  je základní rozteč ozubení v mm a  $\alpha_{t12}$  je čelní úhel záběru.

Průměry základních kružnic:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_{t12} = 27 \cdot \cos(20^\circ) = 25,37 \text{ mm} \quad (15)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_{t12} = 210 \cdot \cos(20^\circ) = 197,34 \text{ mm} \quad (16)$$

kde  $d_{b1}$  je průměr základní kružnice pastorku v mm a  $d_{b2}$  je průměr základní kružnice ozubení lůžka v mm.

Průměry hlavových kružnic:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 27 + 2 \cdot 1,5 = 30 \text{ mm} \quad (17)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 210 + 2 \cdot 1,5 = 213 \text{ mm} \quad (18)$$

kde  $d_{a1}$  je průměr hlavové kružnice pastorku v mm a  $d_{a2}$  je průměr hlavové kružnice ozubení lůžka v mm.

Hlavová vůle:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ mm} \quad (19)$$

Průměry patních kružnic:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (m_n + c) = 27 - 2 \cdot (1,5 + 0,375) = 23,25 \text{ mm} \quad (20)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (m_n + c) = 210 - 2 \cdot (1,5 + 0,375) = 206,25 \text{ mm} \quad (21)$$

kde  $d_{f1}$  je průměr patní kružnice pastorku v mm a  $d_{f2}$  je průměr patní kružnice ozubení lůžka v mm.

Tloušťka zubu:

$$s = \frac{p_t}{2} = \frac{4,712}{2} = 2,356 \text{ mm} \quad (22)$$

Kontrola špičatosti pastorku.

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_{ta1} = \arccos\left(\frac{d_1 \cdot \cos \alpha_{t12}}{d_{a1}}\right) = \arccos\left(\frac{27 \cdot \cos(20^\circ)}{30}\right) = 32,2^\circ = 0,563 \text{ rad} \quad (23)$$

Involuta:

$$\text{inv}(\alpha_{t12}) = \tan(\alpha_{t12}) - \alpha_{t12} = \tan(0,349) - 0,349 = 0,015 \quad (24)$$

$$\text{inv}(\alpha_{ta1}) = \tan(\alpha_{ta1}) - \alpha_{ta1} = \tan(0,563) - 0,563 = 0,068 \quad (25)$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině:

$$\begin{aligned} s_{ta1} &= d_{a1} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha_{n12})}{z_1} + \text{inv}(\alpha_{t12}) - \text{inv}(\alpha_{ta1}) \right) = \\ &= 30 \cdot \left( \frac{3,14}{2 \cdot 18} + \frac{2 \cdot 0 \cdot \tan(0,349)}{18} + 0,015 - 0,068 \right) = 1,022 \text{ mm} \end{aligned} \quad (26)$$

kde  $x_1$  je jednotkové posunutí pastorku v mm

Tloušťka zubu pastorku na hlavové kružnici v normální rovině:

$$s_{na1} = s_{ta1} \cdot \cos(\beta_a) = 1,022 \cdot \cos(0) = 1,022 \text{ mm} \quad (27)$$

kde  $\beta_a$  je úhel sklonu zubu v normálové rovině.

$$m_h = 0,4 \cdot m_{12} = 0,4 \cdot 1,5 = 0,6 \text{ mm} \quad (28)$$

kde  $m_h$  je modul ozubení v normální rovině v mm.

$s_{na1} > m_h$  – ke špičatosti nedojde.

Kontrola špičatosti ozubené součásti.

Čelní úhel záběru:

$$\alpha_{ta2} = \arccos\left(\frac{d_2 \cdot \cos \alpha_{t12}}{d_{a2}}\right) = \arccos\left(\frac{210 \cdot \cos(20^\circ)}{213}\right) = 22,1^\circ = 0,386 \text{ rad} \quad (29)$$

Involuta:

$$\text{inv}(\alpha_{ta2}) = \tan(\alpha_{ta2}) - \alpha_{ta2} = \tan(0,386) - 0,386 = 0,02 \quad (30)$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině:

$$\begin{aligned} s_{ta2} &= d_{a2} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot z_2} + \frac{2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha_{n12})}{z_2} + \text{inv}(\alpha_{t12}) - \text{inv}(\alpha_{ta2}) \right) = \\ &= 213 \cdot \left( \frac{3,14}{2 \cdot 140} + \frac{2 \cdot 0 \cdot \tan(0,349)}{140} + 0,015 - 0,02 \right) = 1,225 \text{ mm} \end{aligned} \quad (31)$$

kde  $x_2$  je jednotkové posunutí ozubení lůžka v mm.

Tloušťka zubu ozubení lůžka na hlavové kružnici v normální rovině:

$$s_{na2} = s_{ta2} \cdot \cos(\beta_a) = 1,225 \cdot \cos(0) = 1,225 \text{ mm} \quad (32)$$

$s_{na2} > m_h$  – ke špičatosti nedojde.

Celkový součinitel záběru:

$$\begin{aligned}\varepsilon_Y &= \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \tan(\alpha_{ta1}) - \tan(\alpha_{tw12}) + \frac{z_2}{z_1} (\tan(\alpha_{ta2}) - \tan(\alpha_{tw12})) \right) = \\ &= \frac{18}{2 \cdot 3,14} \cdot \left( \tan(0,563) - \tan(0,349) + \frac{140}{18} (\tan(0,386) - \tan(0,349)) \right) = \\ &= 1,708\end{aligned}\quad (33)$$

kde  $\alpha_{tw12}$  je úhel záběru.

## 5.2.2 Volba pohonné jednotky

Obvodová síla působící na roztečném průměru:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{c.zp.0}}{d_2} = \frac{2 \cdot 1,78}{210} = 17 \text{ N} \quad (34)$$

Radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) = 17 \cdot \tan(20^\circ) = 6,2 \text{ N} \quad (35)$$

Výpočet momentů pohonné jednotky pro pohyb otočného lůžka:

$$M_{mot.zp} = \frac{M_{c.zp}}{i_{12}} = \frac{1,78}{7,7778} = 0,23 \text{ N m} \quad (36)$$

$$M_{mot.zr} = \frac{M_{c.zr}}{i_{12}} = \frac{1,05}{7,7778} = 0,14 \text{ N m} \quad (37)$$

kde  $M_{mot.zp}$  je požadovaný točivý moment motoru pro zpomalení v N m a  $M_{mot.zr}$  je požadovaný točivý moment motoru pro zrychlení v N m.

Maximální otáčky pohonné jednotky:

$$n_1 = n_2 \cdot i_{12} = 28,6 \cdot 7,7778 = 222,4 \text{ min}^{-1} \quad (38)$$

kde  $n_1$  jsou maximální otáčky pastorku v  $\text{min}^{-1}$  a  $n_2$  jsou maximální otáčky ozubení lůžka v  $\text{min}^{-1}$ .

Maximální úhlová rychlost a zrychlení pohonné jednotky:

$$\omega_{\max.p} = \omega_{\max} \cdot i = 3 \cdot 7,778 = 23,3 \text{ rad/s} \quad (39)$$

$$\alpha_{\max.zr.p} = \alpha_{\max.zr} \cdot i = 95 \cdot 7,778 = 739 \text{ rad/s}^2 \quad (40)$$

$$\alpha_{\max.zp.p} = \alpha_{\max.zr} \cdot i = 297 \cdot 7,778 = 2310 \text{ rad/s}^2 \quad (41)$$

kde  $\omega_{\max.p}$  je maximální úhlová rychlost pohonné jednotky v  $\text{rad s}^{-1}$ ,  $\alpha_{\max.zr.p}$  je maximální úhlové zrychlení pohonné jednotky v  $\text{rad s}^{-2}$  a  $\alpha_{\max.zp.p}$  je maximální úhlové zpomalení pohonné jednotky v  $\text{rad s}^{-2}$ .

Pro realizaci rotací I/E byl zvolen krokový motor, protože má menší hmotnost, rozměry a cenu na rozdíl od servomotoru. Po seznámení s katalogy od výrobců, zejména s průběhy točivých momentů v závislosti na otáčkách, byl zvolen krokový motor společnosti FASTECH [EzM-42M-A], jež disponuje točivým momentem 0,44 Nm a má hmotnost 364 g. Hodnota maximální dovolené radiální síly, působící na hřídel motoru je 22 N. Rozlišení optického enkodéru 10000 pulzů na otáčku zajistí potřebnou přesnost pohybu.

Výpočet skutečných momentů požadovaných od motoru.

Momenty vyvolané setrvačností rotoru motoru a pastorku:

$$M_{\text{set.zr}} = (I_p + I_m) \cdot \alpha_{\text{max.zr.p}} = (5,28 + 5,4) \cdot 739 = 0,0079 \text{ N m} \quad (42)$$

$$M_{\text{set.zp}} = (I_p + I_m) \cdot \alpha_{\text{max.zp.p}} = (5,28 + 5,4) \cdot 2310 = 0,025 \text{ N m} \quad (43)$$

kde  $M_{\text{set.zr}}$  je moment vyvolaný setrvačností pro zrychlení v N m,  $M_{\text{set.zp}}$  je moment vyvolaný setrvačností pro zpomalení v N m,  $I_p$  je moment setrvačnosti pastorku v kg mm<sup>2</sup> a  $I_m$  je moment setrvačnosti rotoru motoru v kg mm<sup>2</sup>.

Skutečné požadované momenty motoru:

$$M_{\text{skut.zr}} = M_{\text{set.zr}} + M_{\text{mot.zr}} = 0,0079 + 0,14 = 0,147 \text{ N m} \quad (44)$$

$$M_{\text{skut.zp}} = M_{\text{set.zp}} + M_{\text{mot.zp}} = 0,025 + 0,23 = 0,255 \text{ N m} \quad (45)$$

kde  $M_{\text{skut.zr}}$  je skutečný točivý moment motoru pro zrychlení v N m a  $M_{\text{skut.zp}}$  je skutečný točivý moment motoru pro zpomalení v N m.

Zvolený motor odpovídá požadavkům uvedeným v Tab. 5.2.2.

Tab. 5.2.2 Požadavky na pohonnou jednotku

Pohon rotace I/E	
Max. moment	0,255 Nm
Natočení	-5,7° až 1,9°
Max. ú. rychlost	23,3 rad/s
Max. ú. zrychlení	2310 rad/s <sup>2</sup>

### 5.2.3 Výběr materiálu a pevnostní výpočet ozubení

Materiálem ozubení je ocel ČSN 12 050 (konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková, zušlechťená), která je obecně používaným materiálem pro výrobu ozubených kol. Ozubení musí přenášet rázy během testování, které trvá minimálně  $5 \cdot 10^6$  cyklů. Výpočet je realizován dle normy ISO [24]

Maximální hodnoty limitních napětí pro pastorek a ozubení lůžka:

$$\sigma_{Hlim} = 430 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim} = 356 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti v dotyku dle ISO.

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\cos^2\alpha_t \tan\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2\cos(0^\circ)}{\cos^2(20^\circ) \tan(20^\circ)}} = 2,495 \quad (46)$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\gamma}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,708}{3}} = 0,874 \quad (47)$$

Nominální napětí v dotyku:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}} = \\ &= 189,8 \cdot 2,495 \cdot 0,874 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{17}{10 \cdot 27} \cdot \frac{7,7778+1}{7,7778}} = \\ &= 110,3 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (48)$$

kde  $\sigma_{H0}$  je nominální napětí zubů v dotyku v MPa,  $Z_E$  je součinitel mechanických vlastností materiálu v  $\sqrt{\text{MPa}}$ ,  $Z_H$  je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů,  $Z_\varepsilon$  je součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů,  $Z_\beta$  je součinitel vlivu sklonu zubu,  $b$  je společná šířka ozubení v mm,  $d_1$  je průměr roztečné kružnice pastorku v mm a  $u$  je převodové číslo.

Pomocné součinitele:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{\tan(\alpha_{tw1})}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right)}} = \\ &= \frac{\tan(20^\circ)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{30^2}{25,37^2} - 1} - \frac{2 \cdot 3,14}{18}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{213^2}{197,34^2} - 1} - (1,708 - 1) \cdot \frac{2 \cdot 3,14}{140}\right)}} = 1,12 \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{\tan(\alpha_{tw1})}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_1}\right)}} = \\ &= \frac{\tan(20^\circ)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{213^2}{197,34^2} - 1} - \frac{2 \cdot 3,14}{140}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{30^2}{25,37^2} - 1} - (1,708 - 1) \cdot \frac{2 \cdot 3,14}{18}\right)}} = 0,977 \end{aligned} \quad (50)$$

Součinitele jednopárového záběru pastorku a ozubení lůžka:

je-li  $M_1 > 1$ , pak  $Z_B = M_1 = 1,12$

je-li  $M_2 < 1$ , pak  $Z_D = 1$ .

Součinitel vnějších dynamických sil zvolen dle tabulky pro střední nerovnoměrnost zatěžování hnacím a hnaným strojem:

$$K_A = 1,75$$

Zvolenému stupni přesnosti ozubených kol odpovídá hodnota  $Q_{ISO} = 6$  (měřicí přístroje), funkce stupně přesnosti:

$$B = 0,25 \cdot (Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \cdot (6 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,397 \quad (51)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,78 \quad (52)$$

Obvodová rychlost na roztečné kružnici:

$$v = R \cdot \omega = \frac{0,21}{2} \cdot 3 = 0,315 \text{ m/s} \quad (53)$$

kde  $R$  je poloměr roztečné kružnici ozubení lůžka v m.

Součinitel vnitřních dynamických sil:

$$K_V = \left( \frac{A + \sqrt{200v}}{A} \right)^B = \left( \frac{83,78 + \sqrt{200 \cdot 0,315}}{83,78} \right)^{0,397} = 1,037 \quad (54)$$

Střední obvodová síla:

$$F_m = F_t K_A K_V = 17 \cdot 1,75 \cdot 1,037 = 30,838 \text{ N} \quad (55)$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací od jednotkového zatížení:

$$f_{sh0} = 0,023 \cdot \left( \frac{b}{d_1} \right)^2 = 0,023 \cdot \left( \frac{10}{27} \right)^2 = 0,00316 \text{ } \mu\text{m} \cdot \text{mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (56)$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací:

$$f_{sh} = f_{sh0} \cdot \frac{F_m}{b} = 0,00316 \cdot \frac{30,838}{10} = 0,0091 \text{ } \mu\text{m} \quad (57)$$

Mezní úchylka sklonu zubu:

$$f_{H\beta 1} = 6,5 \text{ } \mu\text{m}$$

$$f_{H\beta 2} = 8 \text{ } \mu\text{m}$$

kde  $f_{H\beta 1}$  je mezní úchylka sklonu zubu pastorku v  $\mu\text{m}$  a  $f_{H\beta 2}$  je mezní úchylka sklonu zubu ozubení lůžka v  $\mu\text{m}$ .

Počáteční celková úchylka dotykové křivky:

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} = 1,33 \cdot 0,0091 + 8 = 8,012 \text{ } \mu\text{m} \quad (58)$$

kde  $f_{ma}$  je účinná hodnota mezní úchylky sklonu zubu v  $\mu\text{m}$ .

Snížení úchylky dotykové křivky opotřebením při záběru:

$$y_{\beta} = 6 \mu\text{m}$$

Celková úchylka dotykové křivky:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 8,012 - 6 = 2,012 \mu\text{m} \quad (59)$$

Střední měrná tuhost zubů:

$$c_{\gamma} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce:

$$\frac{F_m}{b} = \frac{30,838}{10} = 3,084 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (60)$$

je-li  $\frac{F_m}{b} < 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , pak  $\frac{F_m}{b} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = \frac{2,012 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 0,201 < 1, \text{ pak}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = 1 + 0,201 = 1,201 \quad (61)$$

Směrodatná obvodová síla:

$$F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta} = 17 \cdot 1,75 \cdot 1,037 \cdot 1,201 = 37,04 \text{ N} \quad (62)$$

Mezní úchylka čelní rozteče:

$$f_{pt1} = 7 \mu\text{m}$$

$$f_{pt2} = 8,5 \mu\text{m}$$

kde  $f_{pt1}$  je mezní úchylka čelní rozteče pastorku v  $\mu\text{m}$  a  $f_{pt2}$  je mezní úchylka čelní rozteče ozubení lůžka v  $\mu\text{m}$ .

Mezní úchylka základní rozteče:

$$f_{pb1} = f_{pt1} \cdot \cos(\alpha_{tw1}) = 7 \cdot \cos(20^\circ) = 6,578 \mu\text{m} \quad (63)$$

$$f_{pb2} = f_{pt2} \cdot \cos(\alpha_{tw1}) = 8,5 \cdot \cos(20^\circ) = 7,987 \mu\text{m} \quad (64)$$

kde  $f_{pb1}$  je mezní úchylka základní rozteče pastorku v  $\mu\text{m}$  a  $f_{pb2}$  je mezní úchylka základní rozteče ozubení lůžka v  $\mu\text{m}$ .

Účinná úchylka základní rozteče:

$$f_{pe} = 7,987 \mu\text{m}$$

Snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru:

$$y_{\alpha} = 3,6 \mu\text{m}$$

Pomocný součinitel:

$$q_\alpha = \frac{c_Y(f_{pe} - y_\alpha)}{\frac{F_{tH}}{b}} = \frac{20(7,987 - 3,6)}{\frac{37,04}{10}} = 23,69 \quad (65)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů:

$$\varepsilon_Y \leq 2, \text{ pak platí}$$

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_Y}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot q_\alpha) = \frac{1,708}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot 23,69) = 8,859 \quad (66)$$

$$K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = \frac{1,708}{1,708 \cdot 0,874^2} = 1,309, \text{ pak } \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = K_{H\alpha} = 1,309$$

Napětí v dotyku:

$$\begin{aligned} \sigma_{H1} &= Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = \\ &= 1,12 \cdot 110,3 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,037 \cdot 1,201 \cdot 1,309} = \\ &= 208,64 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (67)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = \\ &= 1 \cdot 110,3 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,037 \cdot 1,201 \cdot 1,309} = \\ &= 186,259 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (68)$$

kde  $\sigma_{H1}$  je napětí v dotyku pastorku v MPa a  $\sigma_{H2}$  je napětí v dotyku ozubení lůžka v MPa

Přípustné napětí v dotyku.

Poloměr oskulační kružnici pastorku:

$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin(\alpha)}{2} = \frac{27 \sin(20^\circ)}{2} = 4,617 \text{ mm} \quad (69)$$

Poloměr oskulační kružnici spoluzabírajícího ozubení lůžka:

$$\rho_2 = \frac{d_2 \sin(\alpha)}{2} = \frac{210 \sin(20^\circ)}{2} = 35,912 \text{ mm} \quad (70)$$

Redukovaný poloměr křivosti:

$$\rho_e = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{4,617 \cdot 35,912}{4,617 + 35,912} = 4,091 \text{ mm} \quad (71)$$

Drsnost boku zubu pastorku a ozubení lůžka (dle 6 stupně přesnosti ISO):

$$R_{a1} = 0,8 \text{ } \mu\text{m}, R_{a2} = 0,8 \text{ } \mu\text{m}$$

Střední výška prvku profilu boku zubu pastorku a ozubení lůžka:

$$R_{zISO1} = R_{zISO2} = 6 \cdot R_{a1} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ } \mu\text{m} \quad (72)$$



Průměrná relativní výška prvku profilu boku zubů soukolí:

$$R_{z10} = \frac{(R_{zISO1} + R_{zISO2})}{2} \cdot \left( \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_e}} \right) = \frac{(4,8 + 4,8)}{2} \cdot \left( \sqrt[3]{\frac{10}{4,091}} \right) = 6,466 \mu\text{m} \quad (73)$$

Součinitel drsnosti povrchu  $Z_R$ , součinitel obvodové rychlosti  $Z_V$ , součinitel maziva  $Z_L$  lze konzervativně stanovit podle metody D, pro ozubená kola s broušenými nebo ševingovanými boky zubů platí:  $Z_L Z_V Z_R = 0,92$  pokud  $R_{z10} \geq 4 \mu\text{m}$ .

Součinitele počtu cyklů pro neomezenou životnost:

$$Z_{NT1} = 1, Z_{NT2} = 1$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{NT1}}{\sigma_{H1}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{430 \cdot 1}{208,64} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 1,9 \quad (74)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{NT2}}{\sigma_{H2}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{430 \cdot 1}{186,259} \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1 = 2,12 \quad (75)$$

kde  $S_{H1}$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pastorku a  $S_{H2}$  je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů ozubení lůžka.

Výpočet bezpečnosti v ohybu dle ISO.

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola:

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} = 356 \cdot 2 = 712 \text{ MPa} \quad (76)$$

kde  $Y_{ST}$  je součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo.

Počet zubů virtuálních kol (dle posunutí  $x=0$ ):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\beta_{12})^3} = \frac{18}{\cos(0^\circ)^3} = 18 \quad (77)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\beta_{12})^3} = \frac{140}{\cos(0^\circ)^3} = 140 \quad (78)$$

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu:

$$Y_{Fa1} = 2,9, Y_{Fa2} = 2,17$$

kde  $Y_{Fa1}$  je součinitel pastorku a  $Y_{Fa2}$  je součinitel ozubení lůžka.

Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu:

$$Y_{Sa1} = 1,525, Y_{Sa2} = 1,82$$

kde  $Y_{Sa1}$  je součinitel pastorku a  $Y_{Sa2}$  je součinitel ozubení lůžka.

Součinitel vlivu záběru profilu:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\gamma} \cdot \cos^2(\beta_b) = 0,25 + \frac{0,75}{1,708} \cdot \cos^2(0^\circ) = 0,689 \quad (79)$$

Součinitel sklonu zubu:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120^{\circ}} = 1 - 1,708 \frac{0^{\circ}}{120^{\circ}} = 1 \quad (80)$$

Nominální napětí v ohybu pro pastorek a ozubení lůžka:

$$\begin{aligned} \sigma_{F01} &= \frac{F_t}{b_2 m_{12}} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} = \frac{17}{11 \cdot 1,5} \cdot 2,9 \cdot 1,525 \cdot 0,689 \cdot 1 = \\ &= 3,14 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F02} &= \frac{F_t}{b_2 m_{12}} Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} = \frac{17}{11 \cdot 1,5} \cdot 2,17 \cdot 1,82 \cdot 0,689 \cdot 1 = \\ &= 3,09 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (82)$$

Výška zubu:

$$h = 2,25 \cdot m_{12} = 2,25 \cdot 1,5 = 3,375 \text{ mm} \quad (83)$$

$$N_F = \frac{\left(\frac{b_2}{h}\right)^2}{1 + \frac{b_2}{h} + \left(\frac{b_2}{h}\right)^2} = \frac{\left(\frac{11}{3,375}\right)^2}{1 + \frac{11}{3,375} + \left(\frac{11}{3,375}\right)^2} = 0,689 \quad (84)$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro ohyb:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 1,201^{0,689} = 1,135 \quad (85)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb:

$$\varepsilon_Y \leq 2, \quad \text{pak platí}$$

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_Y}{2} \cdot (0,9 + 0,4 \cdot q_{\alpha}) = 8,859 \quad (86)$$

$$K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_{\alpha} Y_{\varepsilon}} = \frac{1,708}{1,708 \cdot 0,689} = 1,451, \text{ pak}$$

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_{\alpha} Y_{\varepsilon}} = 1,451 \quad (87)$$

Napětí v ohybu v patě zubu:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \sigma_{F01} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} = 3,14 \cdot 1,75 \cdot 1,037 \cdot 1,135 \cdot 1,451 = \\ &= 9,378 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (88)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \sigma_{F02} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} = 3,09 \cdot 1,75 \cdot 1,037 \cdot 1,135 \cdot 1,451 = \\ &= 9,213 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (89)$$

kde  $\sigma_{F1}$  je napětí v ohybu v patě zubu pro pastorek v MPa a  $\sigma_{F2}$  je napětí v ohybu v patě zubu pro ozubení lůžka v MPa.

Bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} Y_X Y_{\delta_{relT}} Y_{R_{relT}} = \frac{712 \cdot 1}{9,378} \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 60,74 \quad (90)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT2}}{\sigma_{F2}} Y_X Y_{\delta_{relT}} Y_{R_{relT}} = \frac{712 \cdot 1}{9,213} \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 61,83 \quad (91)$$

kde  $S_{F1}$  je bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu pastorku a  $S_{F2}$  je bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu ozubení lůžka.

Hodnoty součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů jsou vyhovující. Velké hodnoty součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového lomu jsou způsobeny poměrně malými hodnotami tečné síly. Vzhledem k tomu, že simulátor se může používat pro testování dle dalších norem nebo jiných cyklů pohybů, vysoké bezpečnosti budou vyhovovat.

#### 5.2.4 Kontrola konzoly pohonné jednotky

Během jednoho cyklu se čtyřikrát mění směr pohybu translace A/P. Kvůli této změně konzola motoru se bude namáhat další silou, proto je potřeba provést simulaci zatížení konzoly. Kromě síly vyvolané hmotností pohonné jednotky a zrychlením A/P pohybu, na konzolu působí také tečná a radiální síly, dány spoluzáběrem ozubení lůžka a pastorku. Gravitační síla je dána hmotností pohonné jednotky a gravitačním zrychlením.

Výpočet a přehled sil působících na konzolu motoru.

Hmotnost pohonné jednotky:

$$m = m_p + m_m = 0,061 + 0,364 = 0,425 \text{ kg} \quad (92)$$

Gravitační síla:

$$G = m \cdot g = 0,425 \cdot 9,81 = 4,17 \text{ N} \quad (93)$$

kde  $g$  je gravitační zrychlení v  $\text{m s}^{-2}$ .

Tečná síla:

$$F_t = 17 \text{ N}$$

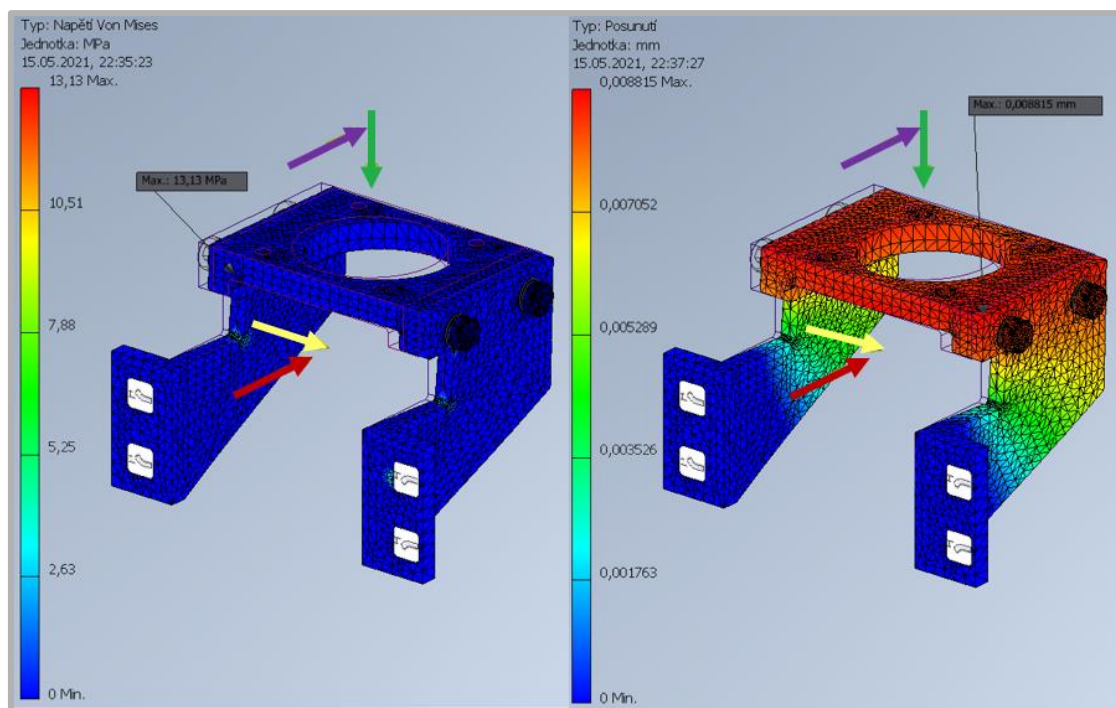
Radiální síla:

$$F_r = 6,2 \text{ N}$$

Síla od translace A/P:

$$F_{AP} = m \cdot a_{AP} = 0,425 \cdot 3,4 = 1,45 \text{ N} \quad (94)$$

kde  $a_{AP}$  je maximální zrychlení A/P dle normy ISO v  $\text{m s}^{-2}$ .



Obr. 5.2.4 Rozložení napětí a posunutí konzoly pohonné jednotky při maximálním zatížení v důsledku působení síly gravitační (zelená), síly vyvolané translací A/P (fialová), tečné síly (žlutá) a radiální síly (červená).

Rozložení napětí (vlevo) – maximální hodnota 13,13 MPa; Rozložení posunutí (vpravo) – maximální hodnota 0,0088 mm. Posunutí je zobrazeno dle úpravy 1:2.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

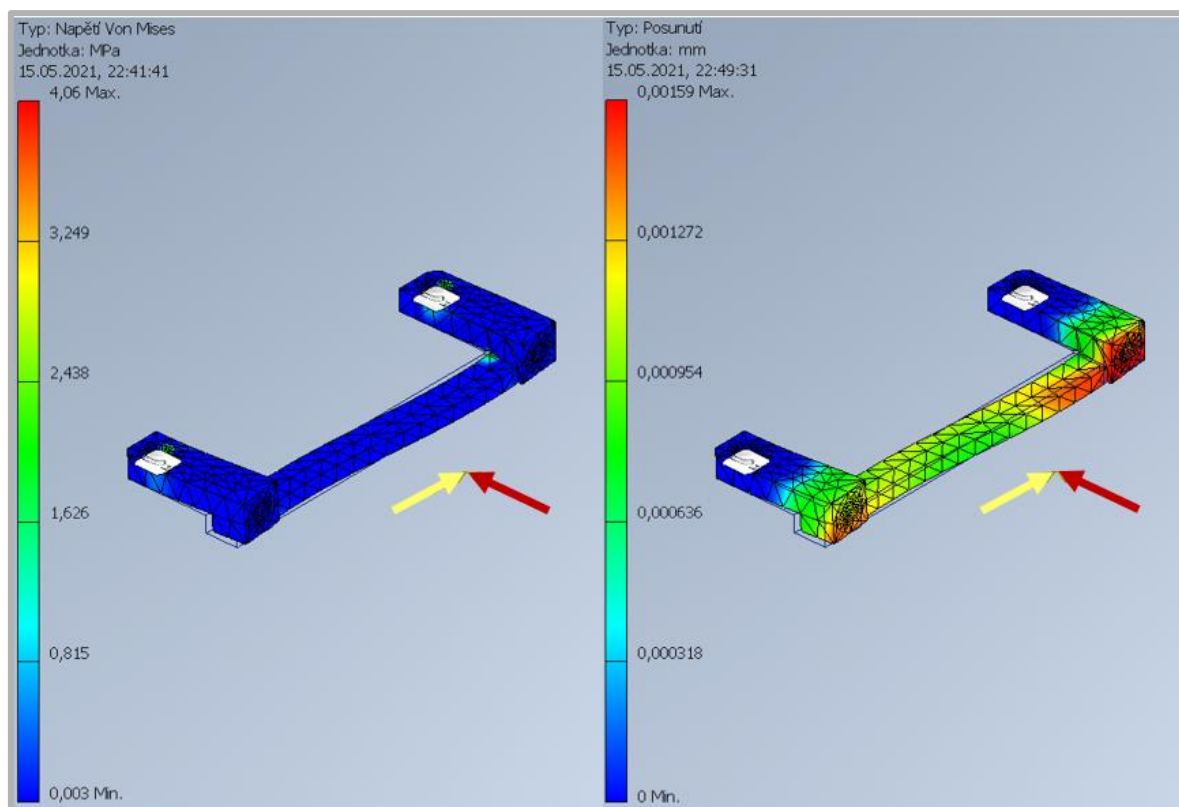
$$k = \frac{Re}{\sigma} = \frac{250}{13,13} = 19 \quad (95)$$

kde  $Re$  je mez kluzu hliníku EN-AW-6061 v MPa a  $\sigma$  je maximální hodnota napětí konzoly motoru v MPa.

Návrh konzoly pohonné jednotky byl zaměřen zejména na minimalizaci amplitudy kmitání, které vzniká v důsledku pohybů A/P a I/E. Kmitání může ovlivňovat měření v průběhu testování a při trvalém testování přivést k poškození simulátoru. Hodnotou maximálního posunutí získanou z analýzy konzoly lze zanedbat pro stanovení vlivů na ozubený převod.

### 5.2.5 Kontrola drážku ozubení lůžka

Stejně jak pro konzolu pohonné jednotky, návrh byl zaměřen na minimalizaci amplitudy kmitání, které vzniká v důsledku rotace I/E, tedy sil vznikajících v ozubení. Poměrně velké posunutí může způsobit nežádoucí dotyk držáku ozubení lůžka a konzoly siloměru, což může ovlivnit naměřená siloměrem data. Při pevnostní analýze byla zanedbána gravitační síla ozubení lůžka.



Obr. 5.2.5 Rozložení napětí a posunutí držáku ozubení při maximálním zatížení v důsledku působení síly tečné (žlutá) a síly radiální (červená).

Rozložení napětí (vlevo) – maximální hodnota 4,06 MPa; Rozložení posunutí (vpravo) – maximální hodnota 0,0016 mm. Posunutí je zobrazeno dle úpravy 1:2.

Síly působící na držák ozubení lůžka.

Tečná síla:

$$F_t = 17 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_r = 6,2 \text{ N}$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{250}{4,06} = 61,6 \quad (96)$$

kde  $R_e$  je mez kluzu hliníku EN-AW-6061 v MPa a  $\sigma$  je maximální hodnota napětí držáku ozubení lůžka v MPa.

Rozměrové charakteristiky držáku jsou minimální pro zajištění spoje s ozubením lůžka. Velká hodnota bezpečnosti vychází v důsledku působení poměrně malých sil.

## 5.2.6 Vypočet svěrného spoje

Momentová podmínka:

$$F_o \cdot (l_1 + l_2) = F_n \cdot l_2 \quad (97)$$

Osová síla působící ve šroubu:

$$F_o = \frac{2 \cdot k_s \cdot M_k \cdot l_1}{\pi \cdot (l_1 + l_2) \cdot f_{\xi} \cdot d} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 0,23 \cdot 2,5}{3,14 \cdot (2,5 + 5,75) \cdot 0,05 \cdot 5} = 357 \text{ N} \quad (98)$$

kde  $F_o$  je síla působící ve šroubu v N,  $k_s$  je bezpečnost proti prokluzu,  $M_k$  je točivý moment v N m,  $l_1$  je poloměr výstupní hřídele v mm,  $l_2$  je vzdálenost osy šroubu od středu hřídele v mm,  $f_{\xi}$  je součinitel čepového tření (Ocel – Ocel) [25] a  $d$  je průměr hřídele v mm.

Svěrný moment:

$$M_{sv} = k_s \cdot M_k = 2 \cdot 0,23 = 0,46 \text{ Nm} \quad (99)$$

Svěrná síla:

$$F_{sv} = 2 \cdot \frac{M_{sv}}{d} = 2 \cdot \frac{0,46}{5} = 184 \text{ N} \quad (100)$$

Jelikož výstupní hřídel krokového motoru je navržena za předpokladu použití svěrných spojů a pro přenos točivých momentů vyvolaných motorem, kontrola na otlacení se provádět nebude.

## 5.3 Kontrola pohonné jednotky pohybu A/P

Celková hmotnost konstruovaného modulu je 0,7 kg.

Síla, kterou by měl pohon vyvolávat, se vypočítá z maximálního zrychlení A/P, celkové hmotnosti sestavy a třecí síly mezi kolem a vložkou:

$$\begin{aligned} F_{AP} &= F_{ax} \cdot f + m_{AP} \cdot a_{AP} = 1000 \cdot 0,1 + 7,9 \cdot 3,4 = \\ &= 126,86 \text{ N} \end{aligned} \quad (101)$$

kde  $m_{AP}$  je celková hmotnost sestavy, poháněné motorem A/P v kg. V lineárním vedení se předpokládá nulový odpor proti pohybu.

Výpočet potřebného hnacího momentu servomotoru lze provést pomocí vztahů uvedených v katalogu výrobce FESTO, viz přílohy.

Ztráty vlivem tření v kuličkovém šroubu:

$$M_{\text{tření}} = M_{\text{naprázdno}} + M_V = 0,1 + 0,035 = 0,135 \text{ N m} \quad (102)$$

kde  $M_{\text{tření}}$  je třecí moment v N m,  $M_{\text{naprázdno}}$  je hnací moment při chodu naprázdno pro daný kuličkový závit v N m a  $M_V$  je třecí moment v N m pro posuvovou rychlost  $0,06 \text{ m s}^{-1}$  stanovený z grafu.

Hnací moment potřebný pro elektronický píst:

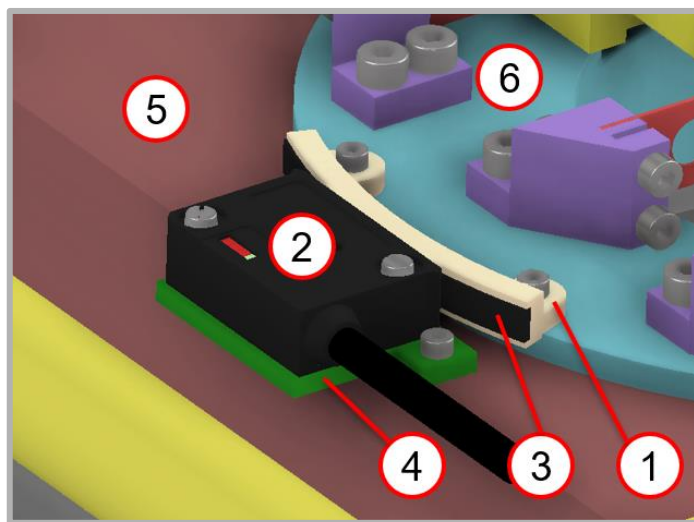
$$M_{\text{pohon}} = M_{\text{tření}} + M_{\text{užit}} = 0,135 + 0,1 = 0,235 \text{ N m} \quad (103)$$

kde  $M_{\text{pohon}}$  je požadovaný točivý moment servomotoru v N m a  $M_{\text{užit}}$  je užitečný točivý moment v N m pro posuvovou sílu 127 N stanovený z grafu.

Servomotor translace A/P disponuje maximálním točivým momentem 1,4 N m, viz přílohy, což je dostatečné pro realizaci potřebného pohybu.

## 5.4 Senzor úhlu natočení

Inkrementální senzor úhlu natočení společnosti SIKO [MSK5000] (2) je upevněn pomocí dvou šroubů na držák senzoru (4), který je upevněn na desce AP (5) pomocí dvou šroubů. Magnetický pásek (3) je přilepen k držáku magnetického pásu (1), který je přišroubován k otočnému lůžku (6) pomocí dvou šroubů.



Obr. 5.4 Pohled na senzor úhlu natočení.

Držáky jsou navrženy s ohledem na možnost připevnění senzoru a magnetického pásu dle dovolených tolerancí daných výrobcem. Délka magnetického pasu odpovídá úhlu natočení  $\pm 20^\circ + 10 \text{ mm}$  z obou stran. Při maximální obvodové rychlosti  $0,315 \text{ m/s}$  a škálovacím činiteli 1250 disponuje senzor intervalem impulsu  $2,5 \mu\text{s}$ , což umožní přesné měření úhlu

natočení. Pomocí vztahů daných výrobcem lze spočítat obvodovou rychlost a zrychlení z impulsů získaných ze senzoru, nebo spočítat přímo úhlovou rychlost a úhlové zrychlení po odvození vztahů. Kromě přímého měření se senzor používá pro synchronizaci jednotlivých pohonných jednotek.

## 5.5 Výroba a montáž

Hliníkové součásti (levá a pravá podstava konzoly, deska motoru a držák ozubení) budou vyrobené na CNC stroji, hliníkový držák senzoru se vyřeže z polotovaru, následně budou vyvrtány díry pro spoj s deskou AP a udělán závit pro upevnění senzoru. Kvůli složitosti výroby z kovu, držák magnetického pásku bude vyroben na 3D tiskárně z materiálu PLA. Jednou z metod výroby ozubení lůžka může být frézování přípravku, následně se obrobí styčné plochy. Pastorek se vyrobí obecným způsobem pro výrobu ozubených kol (frézováním nebo ševingováním), pak na náboji se vyfrézuje svěrný spoj.

Postup montáže modulu rotace I/E probíhá v následujících krocích. Ze začátku je potřeba odšroubovat díl, který zabraňuje rotaci I/E. K otočnému lůžku se přišroubuje držák ozubení lůžka. Následně k držáku se přišroubuje ozubená součást lůžka. Dalším krokem je montáž konzoly pohonné jednotky. K desce AP se přišroubují levá a pravá podstava konzoly motoru, šrouby se nedotahují, pouze se natočí volně. Mezi podstavami se vloží deska pohonné jednotky s přišroubovaným pomocí čtyř šroubů krokovým motorem. Deska motoru se vloží mezi podstavami a přišroubuje se pomocí čtyř šroubů z obou stran. Pak se dotahují šrouby spojující konzolu s deskou AP. Pastorek se upevní na hřídeli krokového motoru pomocí svěrného spoje s jedním šroubem tak, aby ozubení lůžka se dotýkalo zubů pastorku po celé šířce, tedy 10 mm. Držák s přilepeným magnetickým páskem se přišroubuje k otočnému lůžku pomocí dvou šroubů. K desce AP se prostřednictvím dvou šroubů připevní držák senzoru a k němu se pomocí dvou šroubů připojí senzor na vzdálenosti od nejbližšího bodu na magnetickém pásku 0,4 mm až 1 mm (podrobné parametry umístění senzoru vůči magnetickému pásku viz příloha č.3).

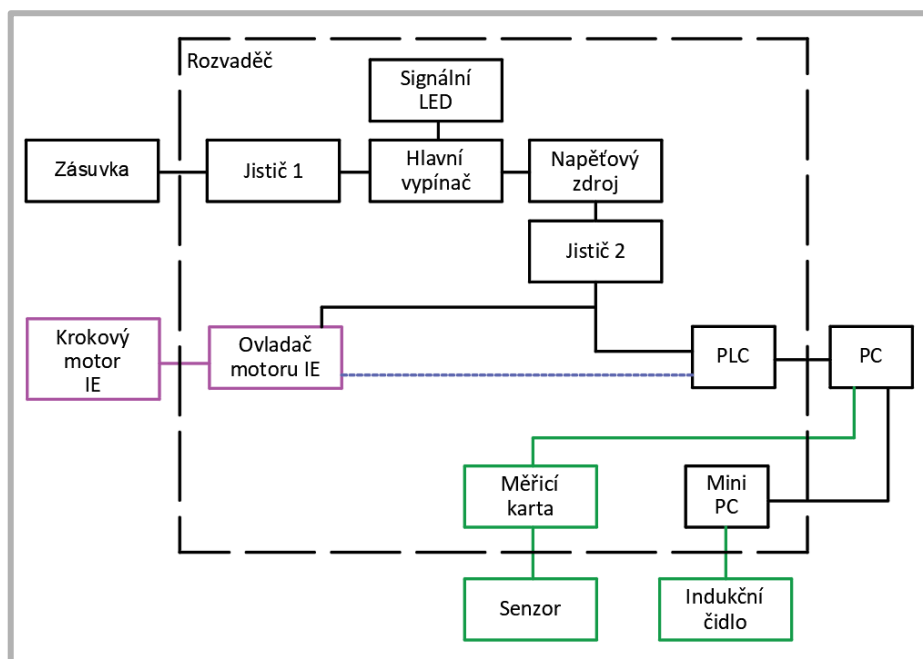
## 5.6 Elektroinstalace

Konstruovaný modul je řízen samostatným systémem. Použité komponenty od aktuálního simulátoru jsou měřicí karta a počítač.

Zjednodušené schéma elektroinstalace modulu (Obr. 5.6) ilustruje vzájemné vazby komponent. Po sepnutí hlavního vypínače se aktivuje LED, která identifikuje napájení přístroje. Za napětiovým zdrojem [MEAN WELL SP-240-24], jež distribuuje napětí 24 V, je umístěn jistič. K ovladači motoru IE [EzS-NDR-42M-A] je pomocí enkodéru a silového



kabelu připojen krokový motor IE [EzM-42M-A]. Signál ze senzoru úhlu natočení [MSK5000] přichází do měřicí karty [NI USB-6009]. Signál z indukčního čidla [LJ12A3-4-Z/BY] přichází do mini počítače [Arduino UNO Rev3]. Počítač připojený k měřicí kartě a mini PC přes USB rozhraní umožňuje zobrazit průběh rotace I/E a okamžik maximální výchylky desky AP. Programovatelné PLC [SR2B201B] napájené zdrojem a chráněné jističem je spojeno s počítačem rozhraním USB. Ovladač je spojen s PLC pomocí 26 pinového kabelu, který slouží k realizaci řídicího algoritmu. Napájení ovladače motoru je chráněno jističem.



Obr. 5.6 Zjednodušená schéma elektroinstalace modulu IE

černá – napětí; zelená – měřící obvod; fialová – zpětná vazba pohonné jednotky

Jelikož modul IE je řízený samostatným systémem, je důležité správně uvést ho do provozu. Pohonná jednotka musí být synchronována s ostatními pohony. Po napájení přístroje je potřeba ručně nastavit otočné lůžko na nulovou polohu a vynulovat hodnotu senzoru úhlu natočení. Pak pohonná jednotka IE otočí lůžko na hodnotu, odpovídající maximální výchylce A/P pohybu. Po uvedení do provozu modulů F/E, A/P a AX, indukční čidlo situované na základní desce identifikuje polohu desky AP v místě maximální výchylky a spustí se program řízení IE modulu. Pak pomocí čidla a senzoru lze kontrolovat synchronizaci pohonných jednotek.

## 5.7 Cenová rozvaha

Ceny uvedené v tabulce (tab. 5.7) jsou orientační. Vysoké ceny určitých součástí, jako jsou pastorek a ozubení lůžka, jsou způsobeny kusovou výrobou.

Tab. 5.7 Cenová rozvaha

Položka č.	Komponenta	Cena s DPH [Kč]
1	pastorek [BONDY]	2860
2	ozubení lůžka [BONDY]	3620
3	držák ozubení [ALUBRA]	1180
4	konzola motoru [ALUBRA]	2830
5	držák senzoru [ALUBRA]	320
6	senzor natočení [RAVEO]	2780
7	motor a ovladač [RAVEO]	7256
8	indukční čidlo [ESES]	108
9	PLC [SCHNEIDER ELECTRIC]	3026
10	mini PC [ARDUINO]	618
celkově		24598

## 6 DISKUZE

Výsledkem bakalářské práce je modul, který by měl umožňovat rotaci I/E. Úhel natočení se neomezuje pouze hodnotami úhlů stanovenými normou ISO 14 243-3, proto se vložka může otáčet v rozsahu  $\pm 18^\circ$ . Zvolená pohonná jednotka disponuje větším točivým momentem, než je požadováno dle provedených výpočtů, a umožňuje rotaci s větším úhlovým zrychlením. Ozubený převod s převodovým číslem 7,78 umožňuje použití krokového motoru bez převodovky. Umístění modulu rotace I/E neomezuje natočení rámu rotace F/E v rozsahu  $\pm 90^\circ$ . Při naklopení rámu rotace F/E směrem k modulu rotaci I/E je možná translace A/P v záporném směru na 10 mm. Při realizaci modulu a programování rotace je potřeba zkontrolovat přesnost pohybu s hodnotami průběhu rotace dle normy. Případné odchylky musí být zkontrolovány s tolerancí.

Využité materiály disponují dostatečnou pevností. Pastorek a ozubení lůžka jsou vyrobeny z konstrukční oceli, která je běžným materiálem pro výrobu ozubených kol. Využití lehčích materiálů ozubených součástí, jako jsou hliník nebo plast, při stejných rozměrových parametrech může způsobit malou bezpečnost v dotyku a větší opotřebení v průběhu dlouhodobého testování. Přepokládá se mazání ozubení plastickým mazivem. Modul se snadno demontuje odšroubováním konzoly motoru a držáku ozubení a není potřeba ho rozebírat na jednotlivé díly. Možnou modifikací daného modulu je korekce ozubení, která by měla zmenšit boční vůle mezi zuby. Tato úprava výrazně sníží namáhání na zuby, hluchnost a případnou vibraci způsobenou rázy při změně směru otáčení pohonné jednotky.

V aktuálním stavu simulátor nedisponuje mediální/laterální translací, která by mohla být realizována jedním z kontaktních prvků, tedy kolem nebo vložkou. Vzhledem k uspořádání molekulárních řetězců v povrchové vrstvě polyethylenového materiálu, daný pohyb by měl změnit výsledky testování opotřebení a tvorby mazacího filmu. Je však potřeba rozhodnout, zda je tento pohyb skutečně vykonáván kolenním kloubem při cyklu chůze a zda je potřebný pro simulaci „kolo na ploše“.

## 7 ZÁVĚR

Bakalářská práce byla zaměřena na návrh a konstrukční řešení rotačního modulu pro tibiální rotaci vložky. Rotační modul je určen pro simulátor kolenního kloubu vytvořený na ústavě konstruování. Účelem modulu je přiblížit simulaci ke skutečným podmínkám opotřebení a tvorby mazacího filmu, zajistit kinematiku kolenní náhrady, jež je určena normou ISO 14 243-3. Stanovené cíle této závěrečné práce byly splněny. V rámci práce byly stanoveny okrajové podmínky rotace interní/externí, vytvořeny koncepční návrhy možných řešení problému a rozpracována zvolená varianta s výpočty jednotlivých součástí. Byla provedena kontrola pohonné jednotky translace A/P. Byl zvolen senzor úhlu natočení a vypracována zjednodušená elektronická schéma systému řízení krokového motoru s řešením synchronizace pohonné jednotky s dalšími moduly. Způsob řízení pohonné jednotky umožňuje naprogramovat různé možnosti pohybových cyklů. Práce obsahuje popis výroby navržených součástí s jejími montážemi na simulátoru a cenovou rozvahu jednotlivých součástí a zařízení.

V průběhu práce byl vypracován 3D model návrhu a vytvořena výkresová dokumentace, která je součástí příloh.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. ZVÁROVÁ, Jana, Jiří NEDOMA a Univerzita Karlova. *Biomedicínská informatika, II: Biomechanika lidského skeletu a umělých náhrad jeho částí*. Praha: Karolinum, 2006. ISBN 80-246-1227-5. Dostupné také z: <https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:cfda1720-5755-11e3-ac69-005056827e51>
2. GOLDBLATT, John P a John C RICHMOND. Anatomy and biomechanics of the knee. *Operative techniques in sports medicine* [online]. Elsevier, 2003, **11**(3), 172-186 [cit. 2021-02-12]. ISSN 1060-1872. Dostupné z: doi:10.1053/otsm.2003.35911
3. SHENOY, R, P.S PASTIDES a D NATHWANI. (iii) Biomechanics of the knee and TKR. *Orthopaedics and trauma* [online]. Elsevier, 2013, **27**(6), 364-371 [cit. 2021-02-12]. ISSN 1877-1327. Dostupné z: doi:10.1016/j.mporth.2013.10.003
4. MASOUROS, S.D, A.M.J BULL a A.A AMIS. (i) Biomechanics of the knee joint. *Orthopaedics and trauma* [online]. Elsevier, 2010, **24**(2), 84-91 [cit. 2021-02-12]. ISSN 1877-1327. Dostupné z: doi:10.1016/j.mporth.2010.03.005
5. PANDE, Shriya a Pankaj DHATRAK. Recent developments and advancements in knee implants materials, manufacturing: A review. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2021 [cit. 2021-02-13]. ISSN 2214-7853. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.465>
6. BAHÇE, Erkan a Ender EMIR. Investigation of wear of ultra high molecular weight polyethylene in a soft tissue behaviour knee joint prosthesis wear test simulator. *Journal of materials research and technology* [online]. Elsevier B.V, 2019, **8**(5), 4642-4650 [cit. 2021-02-13]. ISSN 2238-7854. Dostupné z: doi:10.1016/j.jmrt.2019.08.008
7. Anatomy of the knee. In: *UKDiss.com* [online]. 16 December 2019 [cit. 2021-02-14]. Dostupné z: <https://ukdiss.com/examples/knee-joint-anatomy-biomechanics.php>
8. Knee Replacement Implants [online]. Chicago: AAOS, 2016 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <http://orthoinfo.aaos.org/topic.cfm?topic=a00221>
9. NEČAS, D, K SADECKÁ, M VRBKA, J GALLO, A GALANDÁKOVÁ, I KŘUPKA a M HARTL. Observation of lubrication mechanisms in knee replacement: A pilot study. *Biotribology (Oxford)* [online]. Elsevier, 2019, **17**, 1-7 [cit. 2021-02-27]. ISSN 2352-5738. Dostupné z: doi:10.1016/j.biotri.2019.02.001
10. POLNICKÝ, V. Konstrukce simulátoru kolenního kloubu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 82 s Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Martin Vrbka, Ph.D.

11. GUESS, Trent M a Lorin P MALETSKY. Computational modelling of a total knee prosthetic loaded in a dynamic knee simulator. *Medical engineering & physics* [online]. Elsevier, 2005, 27(5), 357-367 [cit. 2021-02-08]. ISSN 1350-4533. Dostupné z: doi:10.1016/j.medengphy.2004.11.003
12. KRETZER, J. Philippe, Eike JAKUBOWITZ, Robert SONNTAG, Kerstin HOFMANN, Christian HEISEL a Marc THOMSEN. Effect of joint laxity on polyethylene wear in total knee replacement. *Journal of biomechanics* [online]. Elsevier, 2010, 43(6), 1092-1096 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0021-9290. Dostupné z: doi:10.1016/j.jbiomech.2009.12.016
13. FLANNERY, M, E JONES a C BIRKINSHAW. Analysis of wear and friction of total knee replacements part II: Friction and lubrication as a function of wear. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2008, 265(7-8), 1009-1016 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2008.02.023
14. TE 89 HIP & KNEE JOINT FRICTION SIMULATOR. *Plint Tribology Products* [online]. Berkshire: Phoenix Tribology, 2017 [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://www.phoenix-tribology.com/at2/leaflet/te89>
15. VIVO. *AMTI* [online]. Watertown: Advanced Mechanical Technology [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.amti.biz/vivo.aspx>
16. FITZPATRICK, Clare K, Chase MAAG, Chadd W CLARY, Amber METCALFE, Jason LANGHORN a Paul J RULLKOETTER. Validation of a new computational 6-DOF knee simulator during dynamic activities. *Journal of biomechanics* [online]. Elsevier, 2016, 49(14), 3177-3184 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0021-9290. Dostupné z: doi:10.1016/j.jbiomech.2016.07.040
17. KRETZER, Jan, Joern REINDERS, Robert SONNTAG, Sebastien HAGMANN, Marcus STREIT, Sebastian JAEGER a Babak MORADI. Wear in total knee arthroplasty—just a question of polyethylene? *International Orthopaedics* [online]. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014, 38(2), 335-340 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0341-2695. Dostupné z: doi:10.1007/s00264-013-2162-4
18. MUELLER, Ulrike, Steffen BRAUN, Stefan SCHROEDER, Mark SCHROEDER, Robert SONNTAG, Sebastian JAEGER a Jan Philippe KRETZER. Influence of humeral head material on wear performance in anatomic shoulder joint arthroplasty. *Journal of shoulder and elbow surgery* [online]. Elsevier, 2017, 26(10), 1756-1764 [cit. 2021-03-05]. ISSN 1058-2746. Dostupné z: doi:10.1016/j.jse.2017.05.008
19. LIU, Aiqin, Louise M JENNINGS, Eileen INGHAM a John FISHER. Tribology studies of the natural knee using an animal model in a new whole joint natural knee simulator. *Journal of biomechanics* [online]. Elsevier, 2015, 48(12), 3004-3011 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0021-9290. Dostupné z: doi:10.1016/j.jbiomech.2015.07.043

20. WANG, A, A ESSNER, C STARK a J.H DUMBLETON. A biaxial line-contact wear machine for the evaluation of implant bearing materials for total knee joint replacement. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 1999, **225**(2), 701-707 [cit. 2021-03-05]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(99)00025-3
21. ISO 14243-3. Implants for surgery – Wear of total knee-joint prostheses: Part 3: Loading and displacement parameters for wear-testing machines with displacement control and corresponding environmental conditions for test. 2. Geneva: ISO copyright office, 2014
22. SCHWENKE, T a M.A WIMMER. Cross-shear in metal-on-polyethylene articulation of orthopaedic implants and its relationship to wear. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2013, **301**(1-2), 168-174 [cit. 2021-4-29]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2013.01.069
23. LACKEY, Bill. What's the Difference Between Servo and Stepper Motors? *Machine Design* [online]. Milwaukee: Endeavor, 2018, 24 JUN 2018 [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21836868/whats-the-difference-between-servo-and-stepper-motors>
24. SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
25. ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
26. Position Sensors. *Dynapar* [online]. Gurnee: Dynapar, 2021 [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: [https://www.dynapar.com/knowledge/position\\_sensors/](https://www.dynapar.com/knowledge/position_sensors/)
27. Components of Knee Replacement Surgery Joint. In: *Drugwatch* [online]. Orlando: Drugwatch [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.drugwatch.com/knee-replacement/arthrex-ibalance/>
28. KOBEROVÁ, Monika. Porovnání standardizovaných testů k hodnocení chůze u pacientů po cévní mozkové příhodě z pohledu fyzioterapie. [Comparison of standardized gait evaluation tests for post-stroke patients from physiotherapy point of view]. Praha, 2017. 107 s., 4 příl. Bakalářská práce (Bc.). Univerzita Karlova, 1. lékařská fakulta, Klinika rehabilitačního lékařství. Vedoucí práce Bc. Tichá, Monika.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

ISO	international organization for standardization (mezinárodní organizace pro normalizaci)
A/P	anteriorní / posteriorní (přední / zadní)
AX	axiální zatížení
F/E	flexe / extenze (pokrčení / natažení)
I/E	interní / externí (vnitřní / vnější)
V/V	varus / valgus (vybočení / vbočení)
PMMA	polymethylmethakylát
PLA	polylaktidová vlákna
PLC	programmable logic controller



## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

### Seznam obrázků

Obr. 2.1	Anatomický popis kolenního kloubu [7].....	10
Obr. 2.2	Díly totální kolenní náhrady [27] .....	11
Obr. 2.4.1	Funkční rozdělení krokového cyklu [28] .....	13
Obr. 2.4.2	Schéma pohybů a zatížení kolenní náhrady dle normy ISO [10].....	15
Obr. 2.6-1	Kansas Knee Simulator [11] .....	17
Obr. 2.6-2	VIVO Joint Simulator [15] .....	18
Obr. 2.6-3	TE 89 Hip & Knee Joint Simulator [14].....	19
Obr. 2.6-4	Model KS2-6-1000 [12].....	19
Obr. 2.6-5	Schéma a fotografie kolenního simulátoru [20].....	20
Obr. 2.6-6	Simulation Solutions [19] .....	21
Obr. 2.6-7	Kolenní simulátor z ÚK FSI VUT v Brně [9].....	22
Obr. 2.6-8	Aktuální stav kolenního simulátoru z ÚK FSI VUT v Brně.....	23
Obr. 2.7-1	Kruhový běžící vektor pro popis příčného smyku [22] .....	24
Obr. 2.7-2	Koncepce simulátoru "kolo na ploše" a orientace vektorů rychlosti [22].....	24
Obr. 4.2	Schéma konceptu Alfa se zvýrazněnými pohyby.....	30
Obr. 4.3	Schéma konceptu Beta se zvýrazněnými pohyby .....	31
Obr. 4.4	Schéma konceptu Gama se zvýrazněnými pohyby .....	32
Obr. 5.1	Celkový pohled na modul rotace I/E.....	34
Obr. 5.2	Mechanika konstrukčního návrhu. ....	35
Obr. 5.2.4	Rozložení napětí a posunutí konzoly pohonné jednotky.....	48
Obr. 5.2.5	Rozložení napětí a posunutí držáku ozubení.....	49
Obr. 5.4	Pohled na senzor úhlu natočení. ....	51
Obr. 5.6	Zjednodušená schéma elektroinstalace modulu IE .....	53

### Seznam grafů

Graf. 2.4.2	Průběh jednotlivých pohybů náhrady kolenního kloubu dle ISO [21] .....	14
Graf. 2.4.3	Průběh axiálního zatížení náhrady kolenního kloubu dle normy ISO [21].....	16
Graf. 2.7	Koeficient tření vzhledem k úhlu rychlosti [22] .....	25

## 11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1-1	Body změny směru rotace v závislosti na době cyklu [21] .....	29
Tab. 4.1-2	Kinematické parametry rotace I/E vypočítané z normy .....	30
Tab. 4.5	Vyhodnocení koncepčních návrhů.....	33
Tab. 5.2.2	Požadavky na pohonnou jednotku .....	40
Tab. 5.7	Cenová rozvaha.....	54

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

1. Seznam výkresové dokumentace
2. Katalog krokových motorů
3. Katalog senzoru úhlu natočení
4. Katalog indukčního čidla
5. Katalog elektronického pístu pohybu A/P
6. Katalog servomotoru pohybu A/P
7. Výkresová dokumentace

## 13 PŘÍLOHY

---

### 1. Seznam výkresové dokumentace

Název	Číslo dokumentu
IE SESTAVA	IE-01
IE SESTAVA-K1	IE-01-K1
IE SESTAVA-K2	IE-01-K2
OTOČNÉ LŮŽKO	IE-01-01
DESKA AP	IE-01-02
DRŽÁK PÁSKU	IE-02-01
DRŽÁK SENZORU	IE-02-02
DRŽÁK OZUBENÍ	IE-03-01
PASTOREK	IE-03-02
OZUBENÍ LŮŽKA	IE-03-03
PODSTAVA LEVÁ	IE-04-01
PODSTAVA PRAVÁ	IE-04-02
DESKA MOTORU	IE-04-03
KONZOLA MOTORU	IE-04

## 2. Katalog krokových motorů

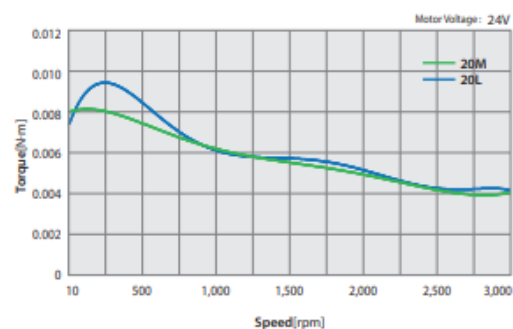
### ● Specifications of Motor

MODEL	UNIT	EzM-20 series		EzM-28 series			EzM-35 series		EzM-42 series			
		20M	20L	28S	28M	28L	35M	35L	42S	42M	42L	42XL
DRIVE METHOD	—	BI-POLAR										
NUMBER OF PHASES	—	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
CURRENT per PHASE	A	0,5	0,5	0,95	0,95	0,95	1,5	1,5	1,2	1,2	1,2	1,2
HOLDING TORQUE	N·m	0,016	0,025	0,069	0,098	0,118	0,13	0,23	0,32	0,44	0,5	0,65
ROTOR INERTIA	g·cm <sup>2</sup>	2,5	3,3	9,0	13	18	15	20	35	54	77	114
WEIGHTS	g	79	104	147	204	232	194	226	299	364	433	567
LENGTH(L)	mm	28	38	32	45	50	32	36	34	40	48	60
PERMISSIBLE OVERHUNG LOAD (DISTANCE FROM END OF SHAFT)	3mm	N	18	18	30	30	22	22	22	22	22	22
	8mm		30	30	38	38	26	26	26	26	26	26
	13mm		—	—	53	53	33	33	33	33	33	33
	18mm		—	—	—	—	46	46	46	46	46	46
PERMISSIBLE THRUST LOAD	N	Lower than motor weight										
INSULATION RESISTANCE	Mohm	100 MIN.(at 500VDC)										
INSULATION CLASS	—	CLASS B(130℃)										
OPERATING TEMPERATURE	℃	0 to 55										

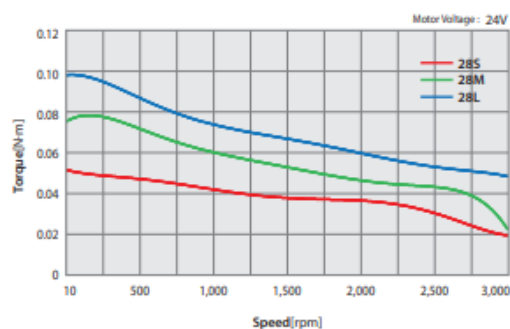
MODEL	UNIT	EzM-56 series			EzM-60 series			EzM-86 series		
		56S	56M	56L	60S	60M	60L	86M	86L	86XL
DRIVE METHOD	—	BI-POLAR								
NUMBER OF PHASES	—	2	2	2	2	2	2	2	2	2
CURRENT per PHASE	A	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	6,0	6,0	6,0
HOLDING TORQUE	N·m	0,64	1,0	1,5	0,88	1,28	2,4	4,5	8,5	12
ROTOR INERTIA	g·cm <sup>2</sup>	180	280	520	240	490	690	1800	3600	5400
WEIGHTS	g	613	784	1231	697	862	1422	2412	3956	5486
LENGTH(L)	mm	46	55	80	47	56	85	78	117	155
PERMISSIBLE OVERHUNG LOAD (DISTANCE FROM END OF SHAFT)	3mm	N	52	52	52	70	70	70	270	270
	8mm		65	65	65	87	87	87	300	300
	13mm		85	85	85	114	114	114	350	350
	18mm		123	123	123	165	165	165	400	400
PERMISSIBLE THRUST LOAD	N	Lower than motor weight								
INSULATION RESISTANCE	Mohm	100 MIN.(at 500VDC)								
INSULATION CLASS	—	CLASS B(130℃)								
OPERATING TEMPERATURE	℃	0 to 55								

## Torque Characteristics of Motor

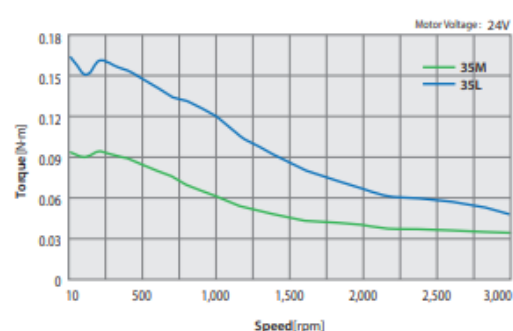
Ezi-SERVO-PR-20 series



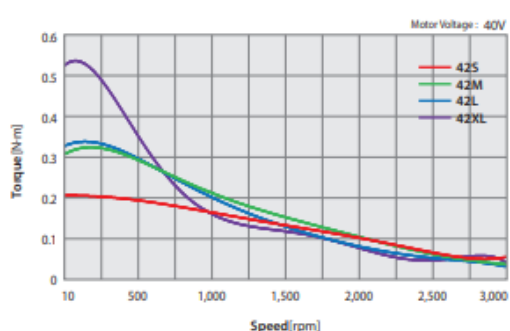
Ezi-SERVO-PR-28 series



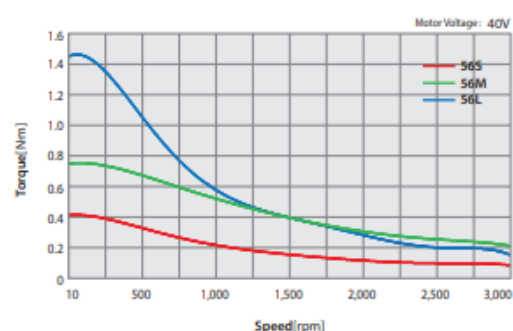
Ezi-SERVO-PR-35 series



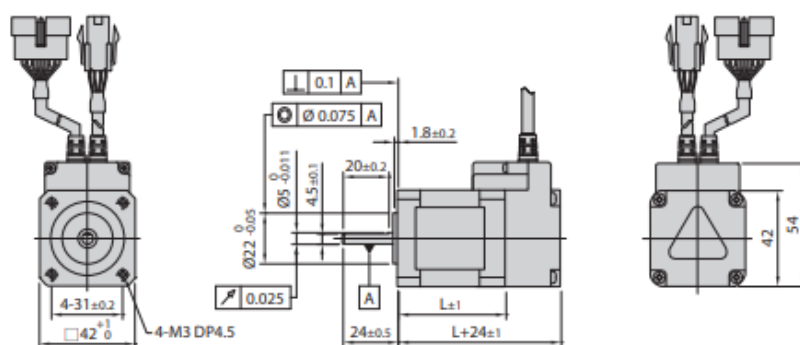
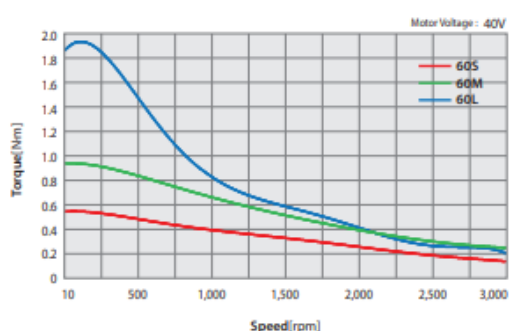
Ezi-SERVO-PR-42 series



Ezi-SERVO-PR-56 series



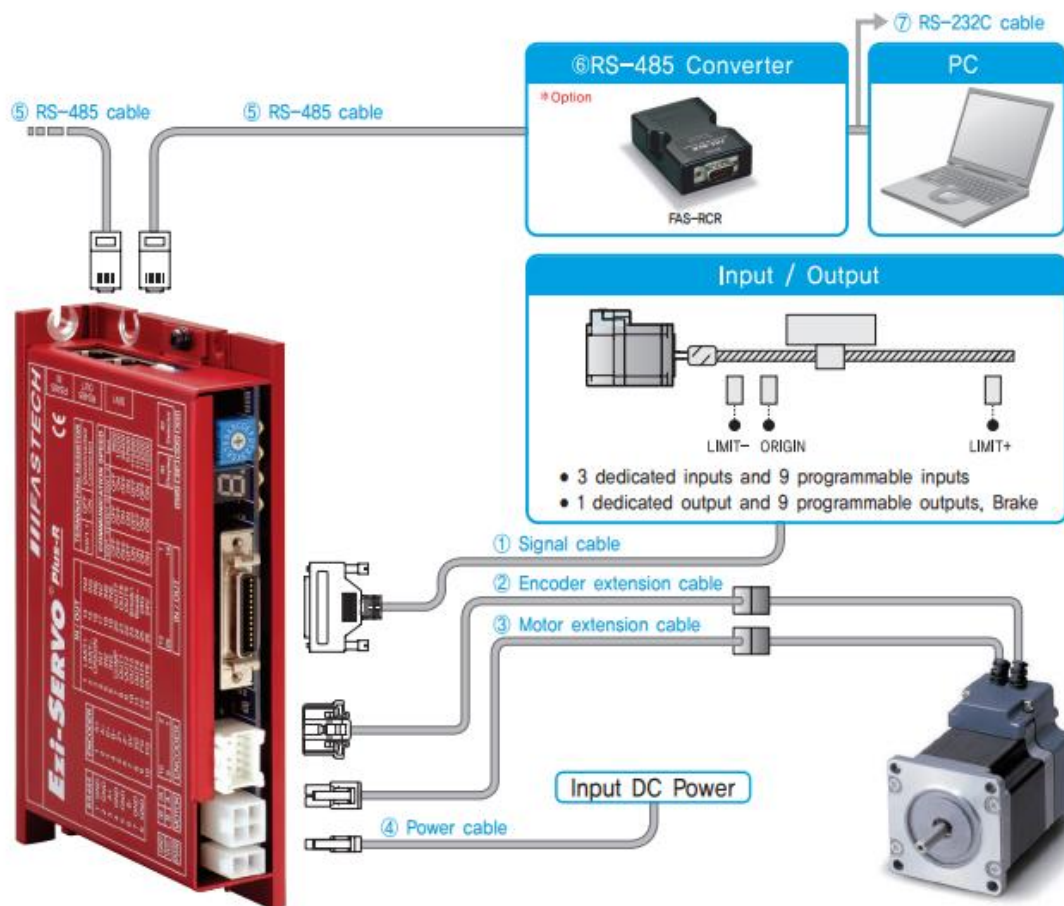
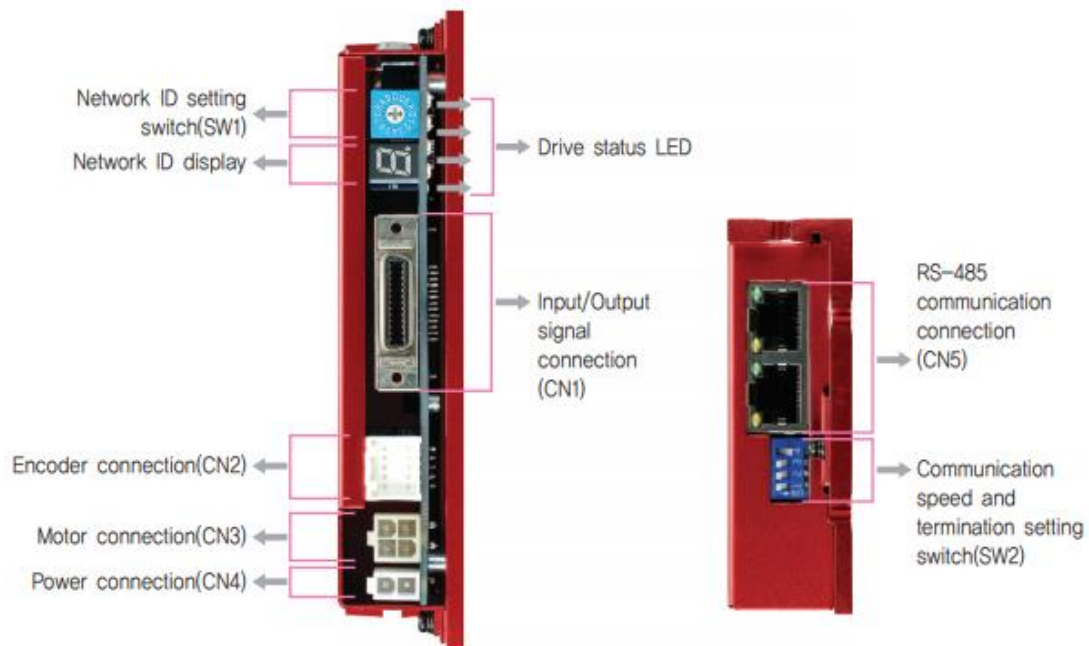
Ezi-SERVO-PR-60 series



42mm

Model name	Length(L)
EzM-42S	34
EzM-42M	40
EzM-42L	48
EzM-42XL	60

## ● Settings and Operation



IIFASTECH Exi-SERVO Plus-R

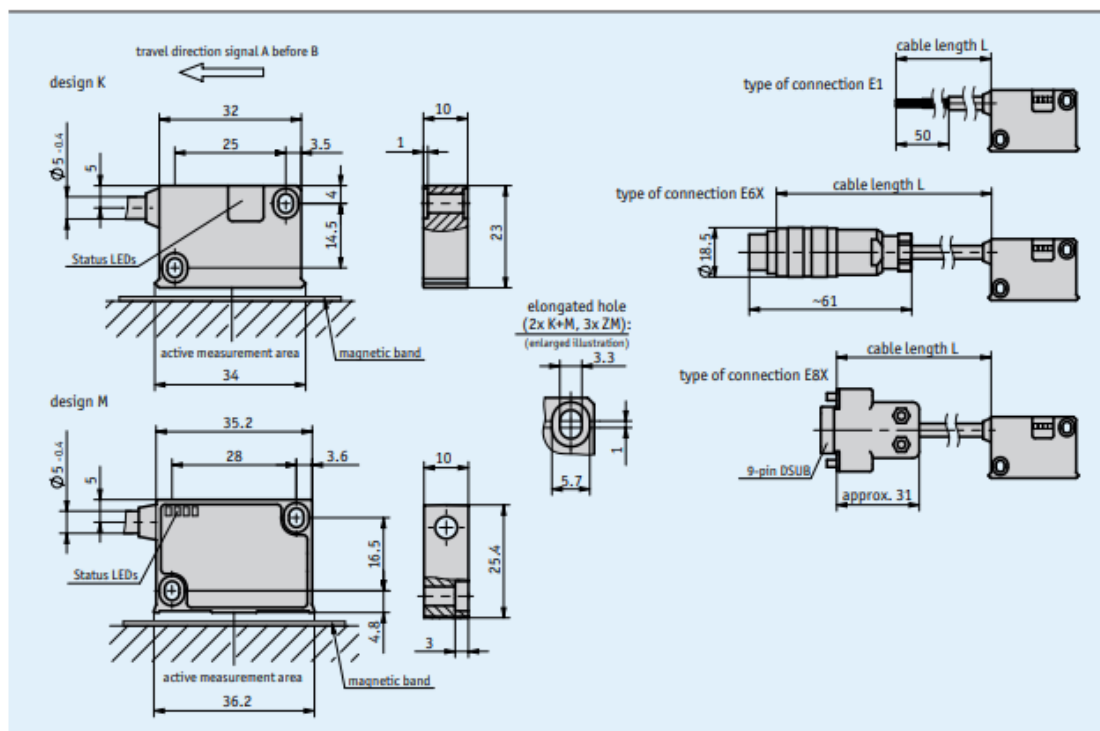
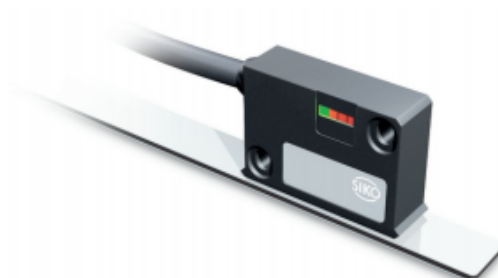
### 3. Katalog senzoru úhlu natočení

#### Magnetic sensor MSK5000

Incremental, digital interface, resolution 1  $\mu\text{m}$ , scaling factor 1250

##### Profile

- Max. resolution 1  $\mu\text{m}$
- Repeat accuracy  $\pm 0.01 \text{ mm}$
- Repeat accuracy of  $\pm 1$  increment
- Status LED display
- Works with MB500/1 magnetic tape, MR500 magnetic ring, MBR500 magnetic tape ring
- Reading distance  $\leq 2 \text{ mm}$
- Max. 200000 pulses/revolution in combination with MR500 or MBR500 (160 poles)
- Optionally with reference point R or flexible reference marks FR





## Mechanical data

Feature	Technical data	Additional information
Housing	synthetic material ABS black	K design
	zinc die-cast/aluminum	M design, aluminum front cover
	zinc die-cast	ZM design
Sensor/band reading distance	0.1 ... 2 mm	0, I reference signals
	0.1 ... 1.5 mm	R reference signal
	0.4 ... 1 mm	FR reference signal
Sensor/ring reading distance	0.1 ... 2 mm	0, I reference signals
	0.1 ... 1.5 mm	R reference signal
Cable sheath	PUR, suitable for drag-chain use	6, 8-wire Ø5.04 mm
Cable bending radius	5x cable diameter	static
	7.5x cable diameter	dynamic
Service life of cable	>5 million cycles	under the following test conditions: travel range 4.5 m travel speed 3 m/s acceleration 5 m/s <sup>2</sup> ambient temperature 20 °C ±5 °C

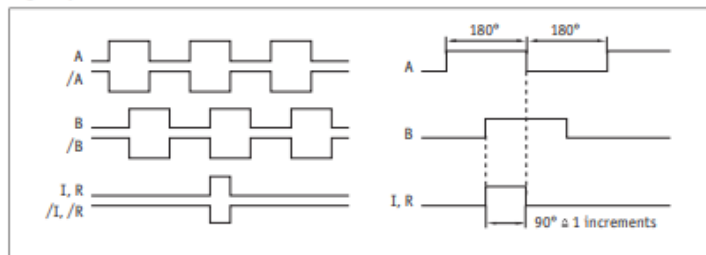
### Travel/circumferential speed

		Travel/circumferential speed Vmax [m/s]									
Resolution/ Scaling factor	<b>0.001/1250</b>	4.00	3.20	1.60	0.80	0.32	0.20	0.10	0.05	0.03	0.01
	<b>0.005/250</b>	20.00	16.00	8.00	4.00	1.60	1.00	0.50	0.25	0.13	0.06
	<b>0.01/125</b>	25.00	25.00	16.00	8.00	3.20	2.00	1.00	0.50	0.25	0.12
	<b>0.025/50</b>	25.00	25.00	25.00	20.00	8.00	5.00	2.50	1.25	0.63	0.30
	<b>0.05/25</b>	25.00	25.00	25.00	25.00	16.00	10.00	5.00	2.50	1.25	0.61
	<b>0.1/12.5</b>	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	20.00	10.00	5.00	2.50	1.21
Pulse interval [µs]		0.20	0.25	0.50	1.00	2.50	4.00	8.00	16.00	32.00	66.00
Counting frequency [kHz]		1250.00	1000.00	500.00	250.00	100.00	62.50	31.25	15.63	7.81	3.79

## Electrical data

Feature	Technical data	Additional information
Operating voltage	6.5 ... 30 V DC	reverse polarity protected
	4.75 ... 6 V DC	without reverse polarity protection
Current consumption	<25 mA	at 24 V DC, unloaded
	<75 mA	loaded
Output circuit	PP, LD (RS422)	
Output signals	A, /A, B, /B, I, /I, R, /R, FR, /FR	
Output signal level high	>UB - 2.5 V	PP
	>2.5 V	LD
Output signal level low	<0.8 V	
Latency	1.5 µs	
Pulse width of reference signal	1 or 4 increments(s)	
Real-time requirement	speed-proportional signal output	
Type of connection	open cable end	
	plug connector	7/8-pole
	D-Sub	9-pole

### Signal pattern

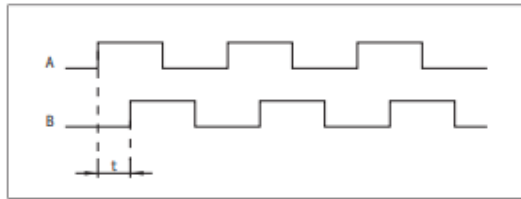


The logical condition of signals A and B is not defined in reference to the index signal I or the reference signal R. It can deviate from the signal form.



Reference or index signal with 4 increments (360°) signal length is only valid from the 5th counting step onwards. A corresponding delay should be taken into consideration after switching on the operating voltage.

### ■ Pulse interval



**Example: Pulse interval  $t = 1 \mu s$**

(i. e., the downstream unit must be able to process 250 kHz)

$$\text{Formula for counting frequency} = \frac{1}{1 \mu s \times 4} = 250 \text{ kHz}$$

## System data

Feature	Technical data	Additional information
Resolution	0.001, 0.005, 0.01, 0.025, 0.05, 0.1 mm	
Scaling factor	12.5, 25, 50, 125, 250, 1250	
Linearity deviation	$\pm 20 \mu m$	at $TU = 20^\circ C$ , reading distance 1 mm
Repeat accuracy	$\pm 10 \mu m$	
Measuring range	$\infty$	
Circumferential speed	depending on scaling factor and pulse interval	see table
Travel speed	depending on resolution and pulse interval	see table

## Ambient conditions

Feature	Technical data	Additional information
Ambient temperature	$-10 \dots 70^\circ C$	
Storage temperature	$-30 \dots 80^\circ C$	
Relative humidity	100 %	condensation admissible
EMC	EN 61000-6-2	interference resistance / immission
	EN 61000-6-4	emitted interference / emission
Protection category	IP67	EN 60529
Shock resistance	500 m/s <sup>2</sup> , 11 ms	EN 60068-2-27
Vibration resistance	100 m/s <sup>2</sup> , 5 ... 150 Hz	EN 60068-2-6

## Pin assignment

### ■ Inverted without reference signal

Signal	E1	E6X	E8X
A	red	1	1
B	orange	2	2
nc		3	3
+UB	brown	4	4
GND	black	5	5
/A	yellow	6	6
/B	green	7	7
nc			8
nc			9

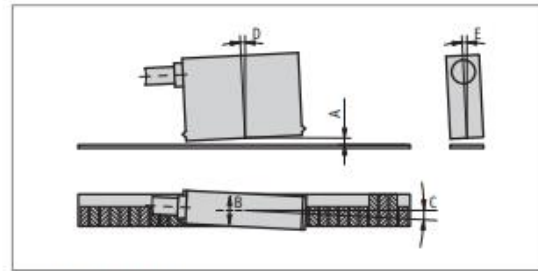
### ■ Inverted with reference signal

Signal	E1	E6X	E8X
A	red	1	1
B	orange	2	2
I, R	blue	3	3
+UB	brown	4	4
GND	black	5	5
/A	yellow	6	6
/B	green	7	7
/I, /R	violet	8	8
nc			9

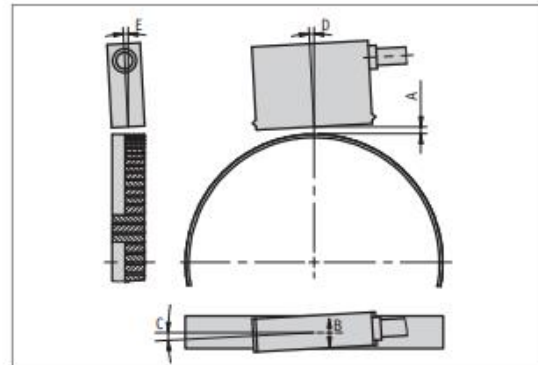
### Hint for mounting

For systems with reference points on the magnetic tape please take care that sensor and strip are correctly aligned (see picture).

Reference signal	O, I	R	FR
A, Sensor/tape reading distance	$\leq 2 \text{ mm}$	$\leq 1.5 \text{ mm}$	$0.4 \dots 1.0 \text{ mm}$
B, Lateral offset	$\pm 2 \text{ mm}$	$\pm 0.5 \text{ mm}$	$\pm 0.5 \text{ mm}$
C, Alignment error	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$
D, Longitudinal inclination	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
E, Lateral inclination	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$



Symbolic representation



symbolic sensor representation

## 4. Katalog indukčního čidla

**eses**Produkt č.  
**1449885814****Indukční čidlo LJ12A3-4-Z/BY****POPIS**

Indukční čidlo je určeno pro detekci kovových překážek. Vhodné do aplikací jako náhrada koncového spínače. Čidlo může sloužit i pro měření (např. snímání otáček). Tělo čidla je opatřeno závitem pro snadnou instalaci.

Základní charakteristika:

- detekce kovů
- typ PNP
- provedení NO – sepnutí po detekci kovu
- závit pro snadnou montáž
- délka vodiče 115 cm

**SPECIFIKACE**

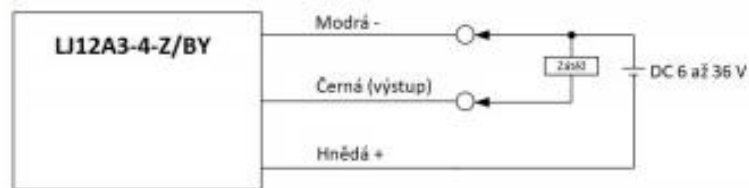
<b>Model</b>	LJ12A3-4-Z/BY	<b>Detekční vzdálenost</b>	do 4 mm
<b>Napájecí napětí</b>	6 až 36 VDC	<b>Průměr čidla</b>	12 mm
<b>Max. výstupní proud</b>	300 mA	<b>Délka čidla</b>	64 mm
<b>Typ</b>	PNP	<b>Délka kabelu</b>	115 cm
<b>Provedení</b>	NO	<b>Hmotnost</b>	14 g

*Výstupní napětí se rovná napětí vstupnímu.*

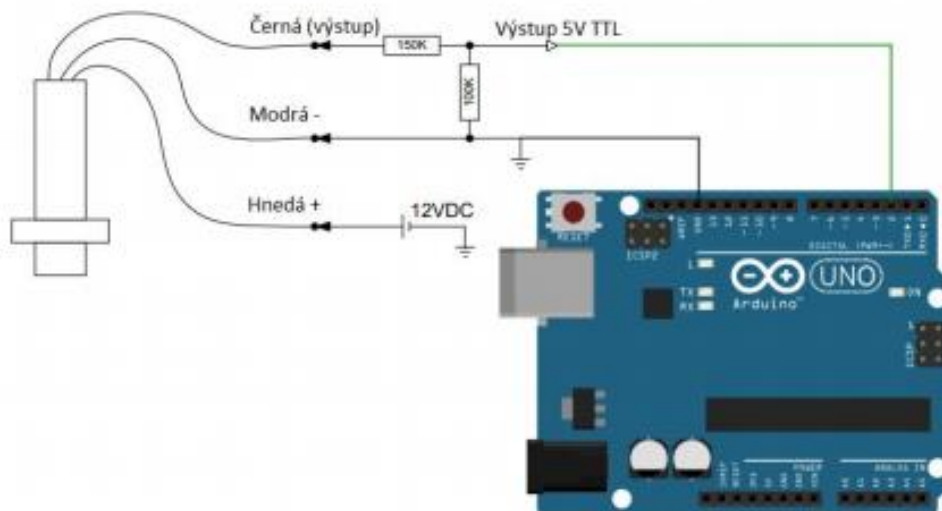


## ZAPOJENÍ

### Spínání zátěže



### Čtení výstupu (s napěťovým děličem)



## UKÁZKA PROGRAMU

```
#define INT_PIN 2

void ISRdetection() {
  Serial.println("Metal detected!");
}

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(INT_PIN, INPUT);
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(INT_PIN), ISRdetection, RISING);
}

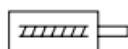
void loop() {
}
```

## 5. Katalog elektronického pístu pohybu A/P

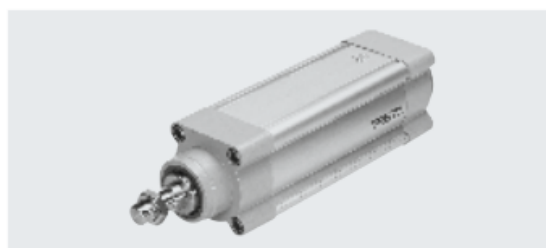
### Elektrické válce ESBF, pohon vřetenem

#### Technické údaje

funkce



- velikost  
32 ... 100
- zdvih  
30 ... 1500 mm
- [www.festo.com](http://www.festo.com)



Obecné technické údaje						
velikost	32	40	50	63	80	100
vychází z norem	ISO 15552					
konstrukce	elektrický závit s kuličkovým nebo kluzným závitem			elektrický válec s kuličkovým šroubem		
závit na pístnici						
vnější závit	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5
vnitřní závit	M6	M8	M10	M10	M12	M12
pracovní zdvih (mm)	30 ... 800	30 ... 800	30 ... 1000	30 ... 1200	30 ... 1500	30 ... 1500
pojištění proti pootočení/vedení	pístnice pojištěná proti pootočení, kluzné vedení					
trvalá doba sepnutí (%)	100					
snímání poloh	připraveno pro čidla					
upevnění	vnitřním závitem / příslušenstvím					
montážní poloha	libovolná					

Mechanické údaje – kuličkový závit									
velikost	32			40			50		
stoupání vřetena [mm/ot.]	5	10		5	10	16	5	10	20
průměr vřetena [mm]	12			16			20		
max. síla válce <sup>1)</sup> [kN]	1	1		3	3	2,6	5	5	4,5
max. hnací moment [Nm]	1,1	2		3	5,6	7,7	4,8	9,2	16,3
max. přípustná radiální síla <sup>2)</sup> [N]	115			130			300		
max. rychlost [m/s]	0,55	1,1		0,4	0,8	1,2	0,3	0,6	1,2
max. otáčky [1/min]	6600	6600		4800	4800	4500	3600	3600	3600
max. zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]	5	15		5	15	25	5	15	25
max. úhel pootočení pohybové tyče <sup>3)</sup> [°]	±0,25			±0,2			±0,15		
vůle při změně směru <sup>3)</sup> [mm]	< 0,03	< 0,04		< 0,03	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03	< 0,04
opakovatelná přesnost [mm]	±0,01								
hnací moment při chodu naprázdno <sup>4)</sup> [Nm]	0,1			0,2			0,3		

## Technické údaje

## Ztráty vlivem tření a hnací moment

ztráta vlivem tření

Ztráty vlivem tření jsou součtem momentu pohonu při chodu naprázdno a ztrát třením závislým na rychlosti.

$$M_{\text{tření}} = M_{\text{naprázdno}} + M_v$$

$$M_{\text{tření}} = \text{třecí moment}$$

$$M_{\text{naprázdno}} = \text{hnací moment při chodu naprázdno}$$

$$M_v = \text{třecí moment v závislosti na posuvové rychlosti}$$

## hnací moment

Hnací moment potřebný pro válec se skládá z třecího momentu a užitečného točivého momentu.

$$M_{\text{pohon}} = M_{\text{tření}} + M_{\text{užit.}}$$

$$M_{\text{pohon}} = \text{potřebný hnací moment}$$

$$M_{\text{tření}} = \text{třecí moment}$$

$$M_{\text{užit.}} = \text{užitečný točivý moment}$$

Moment pohonu při chodu naprázdno – kuličkový závit<sup>1)</sup>

velikost	32			40			50		
stoupání vřetena [mm/ot.]	5	10		5	10	16	5	10	20
hnací moment při chodu naprázdno $M_{\text{naprázdno}}$ [Nm]	0,1	0,1		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3

velikost	63			80			100		
stoupání vřetena [mm/ot.]	5	10	25	5	15	32	5	20	40
hnací moment při chodu naprázdno $M_{\text{naprázdno}}$ [Nm]	0,4	0,45	0,5	0,5	0,6	0,65	0,7	0,9	1,0

Hnací moment při chodu naprázdno – kluzné uložení matice<sup>1)</sup>

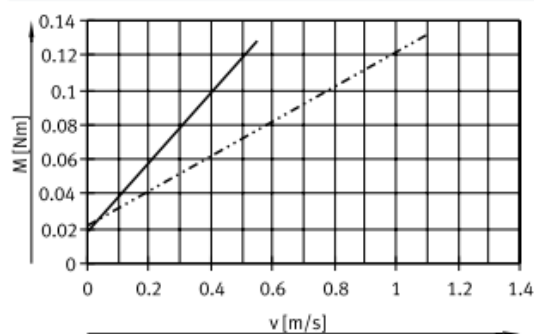
velikost	32			40			50		
stoupání vřetena [mm/ot.]	2,5			3			4		
hnací moment při chodu naprázdno $M_{\text{naprázdno}}$ [Nm]	0,1			0,2			0,3		

1) odpovídá potřebnému hnacímu momentu bez zátěže při otáčkách vřetena 200 1/min

Třecí moment  $M_v$  v závislosti na posuvové rychlosti  $v$ 

pro kuličkový závit

ESBF-BS-32-...

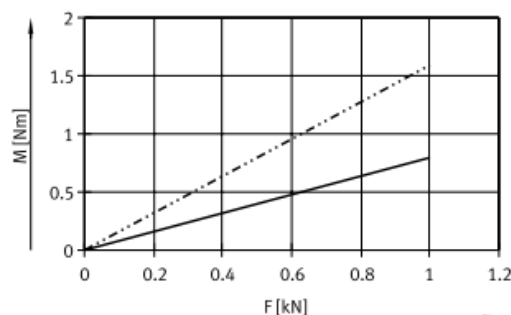


— ESBF-BS-32-...-5P  
 - - - ESBF-BS-32-...-10P

Užitečný točivý moment  $M_{\text{užit.}}$  v závislosti na posuvové síle  $F$ 

pro kuličkový závit

ESBF-BS-32-...



— ESBF-BS-32-...-5P  
 - - - ESBF-BS-32-...-10P

## 6. Katalog servomotoru pohybu A/P

### Servomotory EMME-AS

technické údaje

FESTO



upozornění

Motory a ovladače motorů Festo jsou vzájemně speciálně přizpůsobeny. Pokud použijete ovladače motorů jiného výrobce, není možné zaručit spolehlivý provoz.



Technické údaje			
velikost příruby		40	
konstrukční délka		S	M
vinutí		LV	LV
motor			
jmenovité napětí	[V DC]	360	360
jmenovitý proud	[A]	0,7	1,2
trvalý klidový proud	[A]	0,8	1,6
špičkový proud	[A]	3,2	6,4
jmenovitý příkon	[W]	110	200
jmenovitý moment	[Nm]	0,12	0,21
špičkový moment	[Nm]	0,7	1,4
klidový moment	[Nm]	0,18	0,35
jmenovité otáčky	[1/min]	9000	9000
max. otáčky	[1/min]	10000	10000
konstanta motoru	[Nm/A]	0,171	0,175
napěťová konstanta (fáze-fáze)	[mVmin]	13,5	13,2
odpor vinutí	[Ω]	25,6	8,6
indukčnost vinutí	[mH]	14,8	6,6
celkový moment setrvačnosti			
bez brzdy	[kgcm <sup>2</sup> ]	0,03	0,054
s brzdou	[kgcm <sup>2</sup> ]	0,055	0,079
zatížení hřídele při jmenovitých otáčkách			
radiální	[N]	105	115
axiální	[N]	21	23
brzda			
provozní napětí	[V DC]	24 +6 ... -10 %	
příkon	[W]	8	
přidržený moment	[Nm]	0,4	
moment setrvačnosti	[kgcm <sup>2</sup> ]	0,014	